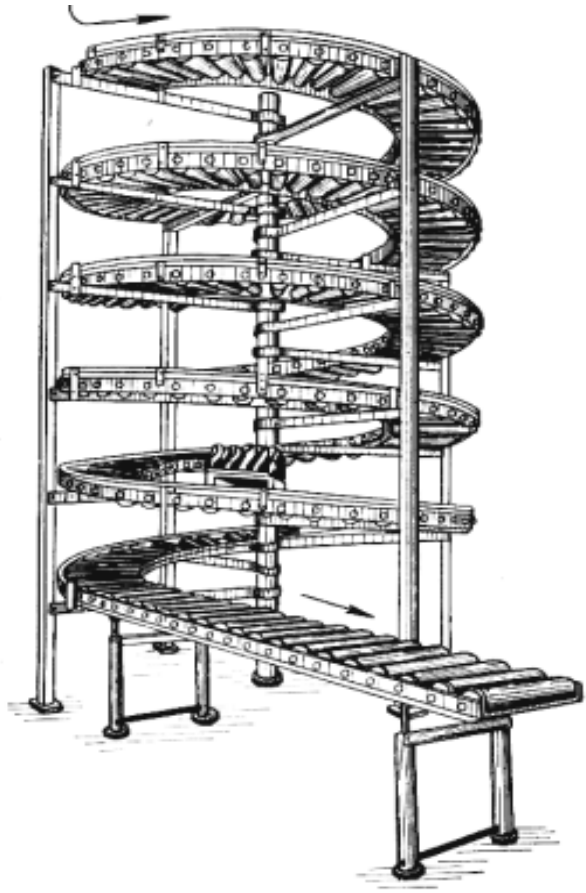
MIOARA HAPENCIUC

ECHIPAMENTE DE TRANSPORT ÎN INDUSTRIA ALIMENTARĂ



EDITURA FUNDAȚIEI UNIVERSITARE
“DUNĂREA DE JOS” GALAȚI

Universitatea "DUNĂREA DE JOS" din GALAȚI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Copyright © 2004, Editura fundației Universitare "Dunărea de Jos" Galați
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate autorului şi editurii.

Adresa:
str. Domnească nr.47
Telefon: 236/414112
Fax: 236/461353
Galați, România
cod 800008

Referent ştiințific:
Prof. dr. ing. Mihai JÂŞCANU

Tehnoredactare computerizată:
Ing. Mioara HAPENCIUC

© Editura Fundației Universitare **www.editura.ugal.ro**
"Dunărea de Jos" Galați, 2004 **editura @ugal.ro**
ISBN 973 – 627 – 135 - 8

CUPRINS

1	**Caracteristicile materialelor vărsate**		9
	1.1	Granulația	9
	1.2	Greutatea specifică şi greutatea volumică	10
	1.3	Frecarea interioară, unghiul de taluz natural	11
	INSTALAȚII DE TRANSPORT CU ORGAN FLEXIBIL DE TRACȚIUNE		13
2	**Transportoare cu bandă**		13
	2.1	Utilizarea şi clasificarea transportoarelor cu bandă	13
	2.2	Construcția transportoarelor cu bandă staționare	14
	2.3	Dispozitive de întindere, încărcare şi descărcare a transportoarelor cu bandă	17
	2.4	Organe şi subansamble specifice transportoarelor cu bandă	20
		2.4.1. Benzi	20
		2.4.2. Tobe	24
		2.4.3. Role	26
	2.5	Parametrii caracteristici de bază	29
	2.6	Rezistențele la deplasare	32
	2.7	Forțele în ramurile benzii	36
	2.8	Forțele în bandă în cazul acționării cu mai multe tobe	37
	2.9	Alegerea motorului electric şi verificarea la demaraj	39
	2.10	Studiul încărcării transportorului	41
	2.11	Studiul descărcării transportorului	42
	2.12	Determinarea traseului benzii în porțiunea de racordare	45
	2.13	Verificarea săgeții benzii	49
	2.14	Verificarea rezistenței benzii	50
	2.15	Transportoare mobile cu bandă	51
	2.16	Transportoare cu bandă metalică	52
3	**Transportoare cu plăci**		58
	3.1	Caracteristici tehnice şi domenii de utilizare	58
	3.2	Construcția transportoarelor cu plăci	59
	3.3	Parametrii caracteristici ai transportoarelor cu plăci	66
	3.4	Rezistențele la deplasare	68
	3.5	Alegerea motorului de acționare şi verificarea la demaraj	73

4 Transportoare cu raclete 77
4.1 Principii de funcționare şi domenii de utilizare 77
4.2 Construcția transportoarelor cu raclete 79
4.2.1 Transportoare cu raclete în jgheaburi deschise 80
4.2.1.1 Construcția transportorului 80
4.2.1.2 Calculul principalilor parametri 84
4.2.2. Transportoare cu raclete în jgheaburi închise 86
4.2.2.1 Construcția transportorului 86
4.2.2.2 Calculul parametrilor principali 93
5 Transportoare cu lanțuri portante 98
5.1 Transportoare cu lanț-paletă 98
5.1.1 Construcția transportorului 98
5.1.2 Calculul principalilor parametri 100
5.2 Transportoare cu lanțuri purtătoare de sarcină 101
5.2.1 Construcția transportorului 101
5.2.2 Calculul principalilor parametri 103
6 Transportoare suspendate 104
6.1 Clasificarea şi utilizarea transportoarelor suspendate 104
6.2. Construcția transportoarelor suspendate 104
6.3 Calculul parametrilor principali 112
7 Elevatoare 118
7.1 Clasificarea şi utilizarea elevatoarelor 118
7.2 Elevatoare cu bandă 118
7.2.1 Caracteristici generale 118
7.2.2 Construcția elevatorului cu bandă 119
7.2.3 Principii de calcul privind descărcarea 124
7.2.4 Calculul parametrilor principali 128
7.3 Elevatoare cu lanț 133
7.3.1 Caracteristici generale 133
7.3.2 Construcția elevatoarelor cu lanț 133
7.3.3 Calculul parametrilor principali 138
7.4 Elevatoare cu fricțiune 141
INSTALAȚII DE TRANSPORT FĂRĂ ORGAN FLEXIBIL DE TRACȚIUNE 143
8 Instalații de transport gravitaționale 143
8.1 Plane înclinate elicoidale 143
8.2 Căi cu role elicoidale 147
8.3 Plane înclinate 147
8.4 Transportoare gravitaționale cu role 149
8.4.1 Variante constructive 149
8.4.2 Calculul transportoarelor cu role 155
9 Transportoare elicoidale 160
9.1 Transportoare elicoidale orizontale şi înclinate pentru sarcini mărunte. 160
9.1.1 Caracteristici constructive 160

9.1.2.Calculul transportoarelor orizontale şi înclinate. 162
9.2 Transportor înclinat cu melc pentru transportul sarcinilor în bucăţi 167
9.2.1 Variante constructive 167
9.2.2 Elemente de calcul 167
9.3 Transportoare verticale cu melc 170
9.3.1 Caracteristici constructive 170
9.3.2 Principiul de funcţionare 173
9.3.3 Calculul transportorului vertical cu melc 174
10 Transportoare inerţiale 176
10.1 Destinaţie şi principii de funcţionare 176
10.2 Transportoare vibratoare 181
10.2.1 Construcţia transportoarelor vibratoare 181
10.2.2 Vibratoare 184
10.2.3 Organul purtător de sarcină 191
10.2.4 Reazemele elastice ale transportorului 192
10.2.5 Parametrii de bază ai transportoarelor vibratoare 194
10.3 Transportoare oscilante 196
10.3.1 Construcţia transportoarelor oscilante 196
10.3.2 Parametrii de bază ai transportoarelor oscilante 202
11 Instalaţii de transport pneumatic 203
11.1 Destinaţie şi principii de funcţionare 203
11.2 Tipuri de instalaţii de transport pneumatic 204
11.2.1 Instalaţii pneumatice de joasă 204
11.2.2 Instalaţii pneumatice de medie presiune 205
11.2.3 Instalaţii pneumatice de înaltă presiune 206
11.2.4 Instalaţii de transport pneumatic prin aspiraţie 206
11.2.5 Instalaţii de transport pneumatic prin refulare 207
11.2.6 Instalaţii de transport pneumatic mixte 207
11.2.7 Instalaţii de transport pneumatic pentru transbordare 208
11.3 Echipamente specifice instalaţiilor de transport pneumatic 220
11.3.1 Maşina pneumatică 221
11.3.2 Alimentatoare 229
11.3.3 Separatoare 237
11.3.4 Filtre 238
11.3.5 Închizătoare 239
11.3.6 Conducte de transport 240
11.4 Elemente de calcul ale instalaţiilor de transport pneumatic 242
11.4.1 Viteza de plutire 242
11.4.2 Diametrul conductelor 247
11.4.3 Puterea maşinii pneumatice 248
12 Instalaţii de hidrotransport 256
12.1 Particularităţi privind instalaţiile de hidrotransport 256
12.2 Tipuri de instalaţii de hidrotransport 258
12.3 Destinaţia şi construcţia instalaţiilor de hidrotransport 259

12.3.1 Instalație de hidrotransport. Prezentare generală 259
12.4 Elemente de calcul în hidrotransport 262
13 Instalații auxiliare 270
13.1 Buncăre şi silozuri 270
13.1.1 Destinație, construcție 270
13.1.2 Scurgerea materialului din silozuri şi buncăre 272
13.1.3 Determinarea presiunii statice 274
13.2 Dispozitive de dozare 276
13.2.1 Dozatoare volumetrice 276
13.2.2 Dozatoare gravimetrice 277
13.3 Dispozitive de închidere 278
13.3.1 Închizătorul cu clapă 278
13.3.2 Închizătorul cu jgheab 278
13.3.3 Închizătorul cu sertar plan 279
13.3.4 Închizătorul cu sector simplu 280
13.4 Instalații de alimentare 280
13.4.1 Instalații de alimentare cu organ flexibil de tracțiune 281
13.4.2 Instalații de alimentare fără organ flexibil de tracțiune 283
14 Exploatarea instalațiilor de transport 289
14.1 Montarea, recepționarea şi punerea în funcțiune 290
14.1.1 Montarea instalațiilor de transport 290
14.1.2 Recepționarea şi punerea în funcțiune 290
14.2 Ungerea şi uzura 294
14.2.1 Ungerea instalațiilor de transport 294
14.2.2 Uzura instalațiilor de transport 295
14.3 Tehnica securității muncii 297
Bibliografie 299

Mecanizarea proceselor de producție, îndeosebi a celor cu volum mare de muncă şi a muncilor grele, automatizarea şi crearea sistemelor flexibile de fabricație având toate drept scop creşterea productivității, reducerea costurilor de fabricație, asigurarea indicilor calitativi şi tehnico – funcționali optimi produselor fabricate, nu se pot obține fără aportul echipamentelor de ridicat şi transportat.

Importanța transportului uzinal în lanțul proceselor tehnologice din diferite ramuri de producție este de necontestat, atât în ceea ce priveşte munca manuală şi înlocuirea ei, cât şi prin scopul urmărit de creştere a productivității în cadrul proceselor de producție respective, operațiile de ridicare şi transport fiind integrate în lanțul de procese tehnologice din diferite ramuri de producție.

In industria alimentară, în majoritatea cazurilor, echipamentele de transport fac parte integrantă din liniile tehnologice, contribuind în cadrul fluxului tehnologic la desfăşurarea în bune condițiuni a operațiilor tehnologice necesare obținerii produsului finit.

Prezentul volum tratează probleme legate de construcția, proiectarea şi exploatarea echipamentelor de transport tipice liniilor tehnologice din diferite sectoare din industria alimentară. El reprezintă o sinteză documentară în domeniu, modul de abordare al problemelor bazându-se pe experiența în proiectare a autoarei.

Conținutul prezentului volum poate fi util atât pentru formarea viitorilor specialişti în Utilaj tehnologic pentru industria alimentară, cât şi personalului tehnic care se ocupă cu exploatarea şi întreținerea echipamentelor de ridicat şi transportat.

Autoarea

1.CARACTERISTICILE MATERIALELOR VĂRSATE

Spre deosebire de sarcinile în bucăți ce se caracterizează prin forme geometrice cu dimensiuni distincte, număr, greutate, materialele vărsate se caracterizează printr-o serie de parametri: granulație, densitate, greutate specifică, unghi de taluz, coeficient de frecare internă.

1.1 Granulația

Materialele vărsate se compun din granule de dimensiuni diferite, granula având o formă neregulată caracterizată de dimensiunile paralelipipedul circumscris ei. Dintre acestea se ia ca bază dimensiunea cea mai mare a_{max} exprimată în milimetri.

Granulația caracteristică unui material vărsat este:

$$a' = 0{,}8a_{\max.} \quad [\text{mm}] \tag{1.1}$$

dacă fracțiunea între 80 % şi 100 % din a_{max} reprezintă mai puțin de 10 % din greutatea totală a materialului şi:

$$a' = a_{\max} \quad [\text{mm}] \tag{1.2}$$

dacă fracțiunea de mai sus reprezintă mai mult de 10 % din greutatea totală.

In funcție de granulația caracteristică, exprimată în milimetri, materialele vărsate se clasifică în mai multe categorii, indicate în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1 – Granulația caracteristică pentru diferite materiale

Categoria	Granulația caracteristică a' [mm]
Materiale în bulgări	$a' > 160$
Materiale în bucăți mijlocii	$6 \div 160$
Materiale mărunte	$10 \div 60$
Materiale în grăunți	$0,5 \div 10$
Materiale praf	$a' < 0,5$

1.2 Greutatea specifică şi greutatea volumică

Greutatea specifică a unui material vărsat reprezintă raportul dintre greutatea şi volumul unei granule de material.

Greutatea volumică a unui material vărsat reprezintă raportul dintre greutatea materialului vărsat liber (necompactat) şi volumul ocupat de el. In funcție de greutatea volumică, γ exprimată în tf/m^3, materialele vărsate se clasifică în mai multe categorii indicate în tabelul 1.2, iar în tabelul 1.3 sunt prezentate greutățile volumice pentru unele materiale vărsate.

Raportul dintre greutatea materialului vărsat compactat şi cea a materialului vărsat liber se numeşte coeficient de compactare. Pentru diferite materiale acest coeficient are valori cuprinse între 1,05 şi 1,52.

Tabelul 1.2 Caracterizarea materialelor după greutatea volumică

Categoria	Greutatea volumică γ [tf/m^3]	Exemple de materiale
Materiale uşoare	$\gamma < 0,60$	făină, fân, fructe ovăz, paie, malț
Materiale cu greutate medie	0,6 - 1,1	orz, secară, grâu, zahăr
Materiale grele	1,1 - 2	sare

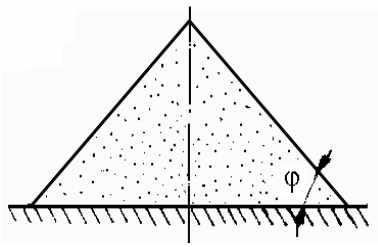
Materiale foarte grele	$\gamma > 2$	

Tabelul 1.3 Greutatea volumică pentru unele materiale vărsate

Material	γ [tf/m^3]	Material	γ [tf/m^3]
Cartofi	0,750	Orz	0,690
Făină afânată	0,500	Ovăz	0,550
Făină presată	0,7-0,8	Paie afânate	0,045
Fân afânat	0,07	Paie presate	0,280
Fân presat	0,170	Păstăi (mazăre, fasole)	0,850
Fructe	0,350	Pere, prune	0,350
Sare	1,250	Tocătură sfeclă zahăr	0,300
Secară	0,680	Grâu	0,760
Sfeclă de zahăr	0,55-0,65	Zahăr	0,750
Iarbă şi trifoi	0,350	Malț	0,530
Sfeclă roşie	0,650	Mere	0,300

1.3 Frecarea interioară, unghiul de taluz natural

Unghiul de taluz natural φ, reprezintă unghiul dintre generatoarea conului de material vărsat, care se depune liber pe o suprafață plană orizontală şi această suprafață (fig.1.1). El are o valoare constantă pentru un anumit material. Dacă suprafața plană pe care se scurge materialul este supusă unor oscilații verticale, generatoarea conului de material formează cu planul orizontal un unghi mai mic, φ_m, unghiul de taluz natural în mişcare. În general:



$$\varphi_m = 0{,}7\varphi \qquad (1.3)$$

Taluzul natural luând naştere prin alunecarea granulelor de material pe o suprafață formată tot din granule de material, pentru un material ideal format din granule extrem de mici şi absolut egale, unghiul de taluz natural φ este egal cu unghiul frecării interioare a materialului ρ_o.

In cazul lichidelor ρ_o=0, iar pentru solide ρ_o=90^o. Materialele vărsate la care 0<ρ_o<90^o reprezintă o situație intermediară între solide şi lichide.

In tabelul 1.4 se dau valorile parametrilor discutați pentru unele materiale vărsate.

Tabelul 1.4 Parametrii caracteristici pentru materiale vărsate

Materialul	Unghi de taluz φ [^{o}]	Unghi de frecare internă ρ_o[^{o}]	Coeficient de frecare pe oțel	Coeficient de frecare pe cauciuc
Orz, ovăz	40-45	30-50	0,4-1,2	0,6-0,8
Secară	37	30-50	0,4-1,2	0,6-0,8
Malț	22	26-45	0,6-0,8	0,7-0,82
Sare gemă	35-50	30-40	0,45-0,8	0,46-0,56
Sfeclă de zahăr	30-45	35-50	0,47-0,53	0,7-0,8
Grâu, porumb	25-35	40-45	0,5-0,65	0,6
Făină	40	40-45	0,4-0,8	0,5-0,65
Cereale	35	30-50	0,4-1,2	0,5-0,7

INSTALAȚII DE TRANSPORT CU ORGAN FLEXIBIL DE TRACȚIUNE

Pentru deplasarea sarcinilor vărsate sau ambalate, precum şi a sarcinilor în bucăți pe orizontală, verticală, în acelaşi plan sau în spațiu, în industria alimentară, se utilizează în principal instalații de transport ce asigură deplasarea continuă a sarcinilor vărsate sau în bucăți într-o singură direcție, deplasarea făcându-se cu viteză constantă sau aproape constantă.

Instalațiile cu organ de tracțiune flexibil, în principal benzi, lanțuri sau cabluri cuprind: transportoarele cu bandă, elevatoarele cu bandă, elevatoarele cu fricțiune, transportoarele cu lanțuri portante, cu lanțuri şi plăci, cu lanțuri şi raclete, lanțuri şi cărucioare, elevatoarele cu lanțuri, transportoarele suspendate.

Alegerea tipului de instalație pentru un proces bine determinat, depinde de proprietățile fizico-mecanice ale sarcinii, direcția şi lungimea traseului pe care se face deplasarea sarcinii, natura mediului de lucru, parametrii tehnico-economici ai procesului.

2. TRANSPORTOARE CU BANDĂ

In industria alimentară, transportoarele cu bandă sunt folosite în silozurile de cereale pentru transportul produselor cerealiere. Sunt standardizate în STAS 8062-87, ca forme şi dimensiuni, iar în STAS 9376-86, sunt prevăzute condiții tehnice de calitate.

2.1 Utilizarea şi clasificarea transportoarelor cu bandă

Transportoarele cu bandă se utilizează pentru transportul pe orizontală sau pe direcție înclinată față de orizontală cu un unghi de 5-25^{o}, atât a sarcinilor vărsate cât şi

a sarcinilor în bucăți. De asemenea traseul pe care lucrează transportorul poate fi combinat, fiind format din zone orizontale, zone înclinate, unite între ele cu zone curbe.

Ținând seama de rezistența benzilor, lungimea maximă a transportoarelor cu bandă s-a limitat la 250-300 m. In cazul în care sarcina trebuie să fie transportată pe distanțe mai mari, se utilizează o instalație de transport compusă din mai multe transportoare care se alimentează în serie. In cazul transportoarelor înclinate, unghiul de înclinare al benzii se ia în funcție de proprietățile sarcinilor transportate, de unghiul de frecare al materialului transportat cu banda, de mărimea unghiului de taluz natural, de viteza de transport şi de modul de alimentare al transportului.

Se recomandă ca unghiul de înclinare al benzii să fie cu 10-15^o mai mic decât unghiul de frecare al materialului cu banda, pentru a se evita alunecarea materialului în timpul transportului, datorită şocurilor. Pentru transportul grâului unghiul de înclinare se recomandă 20-22^o, porumb ştiuleți 15^o, saci cu grâu, făină sau crupi 25^o.

Ținând seama de caracteristicile constructive şi funcționale, se poate face următoarea clasificare a transportoarelor cu bandă:

Transportoare cu bandă
- staționare
  - lățimea benzii 600 mm (pentru transportul sarcinilor mărunte şi în bucăți);
  - lățimea benzii [mm]: 400; 500; 600; 650; 750; 800; 900; 1000; 1100; 1200 (pentru transportul sarcinilor mărunte).
- mobile
  - lățimea benzii [mm]: 400; 500; lungimea benzii [m]: 5; 10; 15 (pentru transportul sarcinilor mărunte şi în bucăți);
  - lățimea benzii 500 mm; lungimea benzii [m]: 5; 7 (pentru transportul sarcinilor mărunte).

2.2. Construcția transportoarelor cu bandă staționare

In figura 2.1 este prezentată schema de principiu a unui transportor staționar cu bandă. El se compune din banda fără sfârşit 3 ce se înfăşoară peste toba de acționare 2 şi toba de întindere 7. Banda este susținută de rolele superioare 4 şi inferioare 14, montate în suporți pe construcția metalică 5 şi 16. Încărcarea benzii se realizează prin pâlnia 6, în dreptul tobei de întindere. Descărcarea benzii se realizează

în dreptul tobei de acționare, materialul ajungând în buncărul 1, sau se poate realiza în orice punct pe lungimea transportorului cu ajutorul unui dispozitiv de descărcare mobil.

Pentru asigurarea aderenței necesare între bandă şi tobă, precum şi pentru asigurarea unui mers liniştit al transportorului se utilizează dispozitivul de întindere al

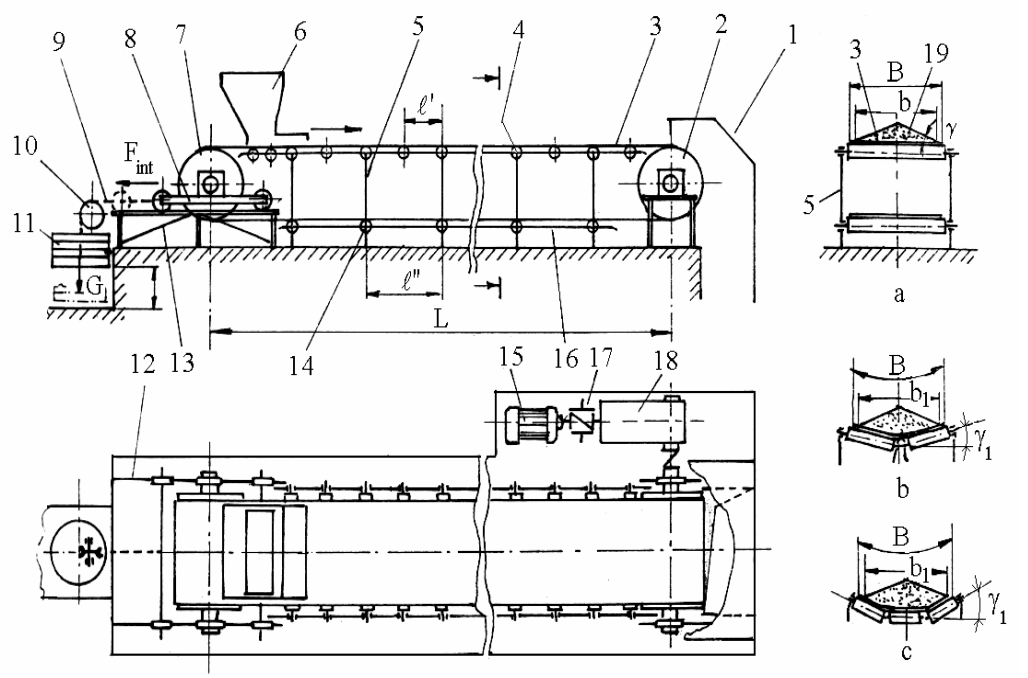


Fig. 2.1 Transportor cu bandă

benzii cu greutate. Toba 7 este montată pe căruciorul 8 ce se poate deplasa în lungul şinei 12. De căruciorul 8 este fixat cablul 9, care este trecut peste un grup de role 10, la extremitatea cablului fiind montată greutatea 11, sub acțiunea căreia se realizează întinderea benzii. Organele de mai sus sunt montate pe o construcție metalică de susținere, fixată pe locul de utilizare prin şuruburi de ancorare.

Antrenarea tobei de acționare se realizează cu ajutorul unui grup motor 15, cuplaj 17, reductor 18, transmiterea mişcării de la tobă la bandă realizându-se ca urmare a frecării dintre bandă şi tobă.

In funcție de lățimea sa, banda se poate sprijini în partea încărcată, pe un singur rând de role, banda având forma plată (fig. 2.1 a) sau se poate sprijini pe două sau trei rânduri de role, banda având formă de jgheab (fig.2.1 b şi c). Unghiul de

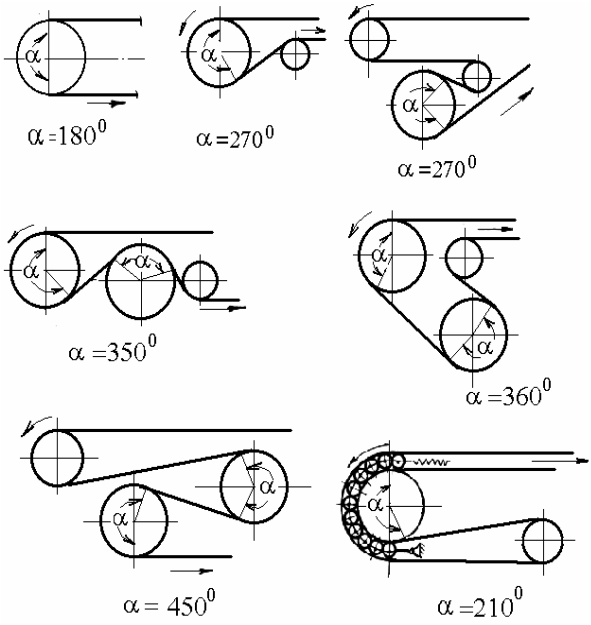


Fig. 2.2 Variante de montaj ale benzii pe toba de acționare.

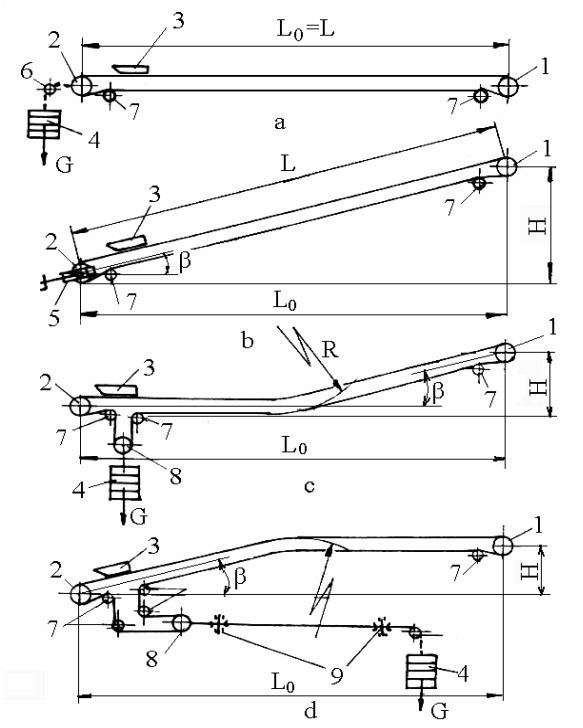


Fig. 2.3 Trasee ale transportoarelor cu bandă

înclinare al axelor rolelor γ_1=15°-30°.

Pe partea inferioară neîncărcată banda se sprijină pe un singur rând de role (fig.2.1a).

Capacitatea portantă a benzii transportoare depinde de unghiul de înfăşurare al acesteia pe toba de acționare, acesta variind între 180-480°, în funcție de numărul tobelor de acționare sau a rolelor de abatere (fig.2.2.).

In fig.2.3 sunt prezentate diferite variante constructive ale transportoarelor cu bandă, astfel:

a) transportor cu bandă orizontală cu puncte de alimentare şi descărcare fixe;

b) transportor înclinat cu puncte de alimentare şi descărcare fixe;

c) şi d) transportor cu traseu combinat cu montaje diferite a sistemului de întindere cu greutate, cu puncte de alimentare şi descărcare fixe.

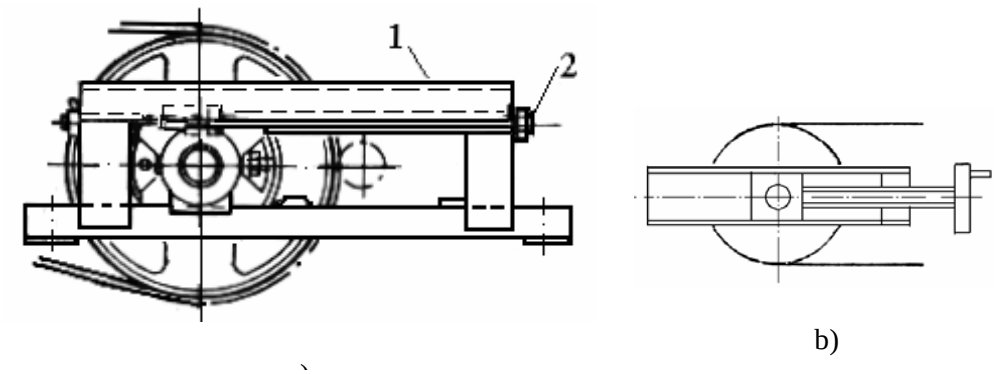
1 - tobă de acționare;
2 - tobă de întindere;
3 - pâlnie alimentare;
4 - greutate;
5 - sistem de întindere cu şurub;
6 - rolă de ghidare cablu;
7 - role de abatere bandă;
8 - rolă (tobă) de întoarcere;
9 - palanul sistemului de întindere cu greutate.

2.3. Dispozitive de întindere, încărcare şi descărcare a transportoarelor cu bandă

Pentru funcționarea transportorului cu bandă este necesar ca banda să fie întinsă astfel ca între rolele de reazem să nu se formeze săgeți prea mari şi să se poată realiza transmiterea forței de tracțiune corespunzătoare frecării necesare dintre tambur şi bandă. Această forță de întindere este aplicată benzii cu ajutorul unui dispozitiv de întindere care este astfel conceput încât să poată prelua şi alungirea permanentă pe care o suferă banda prin funcționare îndelungată.

Dispozitivele de întindere sunt de două feluri: *cu şurub şi cu greutate.*

Dispozitivul de întindere cu şurub se montează la extremitatea transportorului, opusă acționării şi constă dintr-o tobă de întoarcere al cărei ax se poate deplasa orizontal, paralel cu el însuşi, cu ajutorul a două tije filetate 2, montate în traversa 1 şi carcasa lagărului, aceasta având posibilitatea de a se deplasa în lungul unor ghidaje (fig.



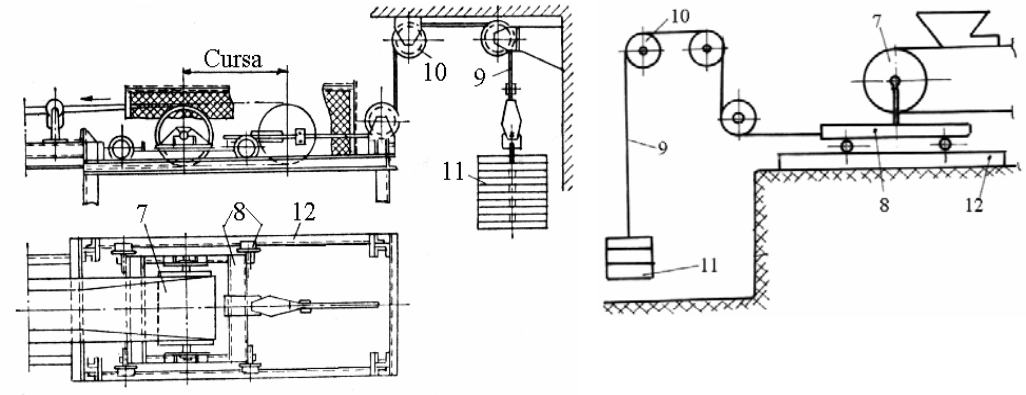
2.4).

Acest dispozitiv este de construcție simplă, dar prezintă dezavantajul că forța de întindere a benzii variază pe măsură ce banda se alungeşte sau se schimbă gradul ei de încărcare, ceea ce impune un control des al întinderii benzii.

Dispozitivul de întindere cu greutate nu mai prezintă acest dezavantaj deoarece forța de întindere este menținută constantă tot timpul. Toba de întindere este montată pe un cărucior care este tras de o greutate, prin intermediul unui cablu de oțel (fig.2.5). Dispozitivul de întindere orizontal, cu greutate se plasează la capătul transportorului, ca şi dispozitivul de întindere cu şurub (fig.2.1).

Fig. 2.4 Dispozitiv de întindere cu şurub

La dispozitivele de întindere cu greutate cursa căruciorului sau a saniei se va lua egală cu 0,5-1 % din lungimea totală a benzii transportorului. Mărimea greutății trebuie să fie ceva mai mare decât suma geometrică a tensiunilor din ramurile benzii



a) b)

ce se înfăşoară sau se desfăşoară de pe toba de întindere, pentru a învinge şi rezistența la deplasare a căruciorului sau a saniei.

In figura 2.5 este prezentat un dispozitiv de întindere de capăt compus din căruciorul 8, pe care este fixată toba de întindere 7. Forța necesară întinderii este creată de contragreutatea 11 legată la cărucior prin intermediul cablului 9 trecut peste grupul de role 10.

In figura 2.6, este prezentat un dispozitiv de întindere cu greutate, care poate fi montat în orice loc de-a lungul transportorului. El se compune din ghidajele 4 pe care

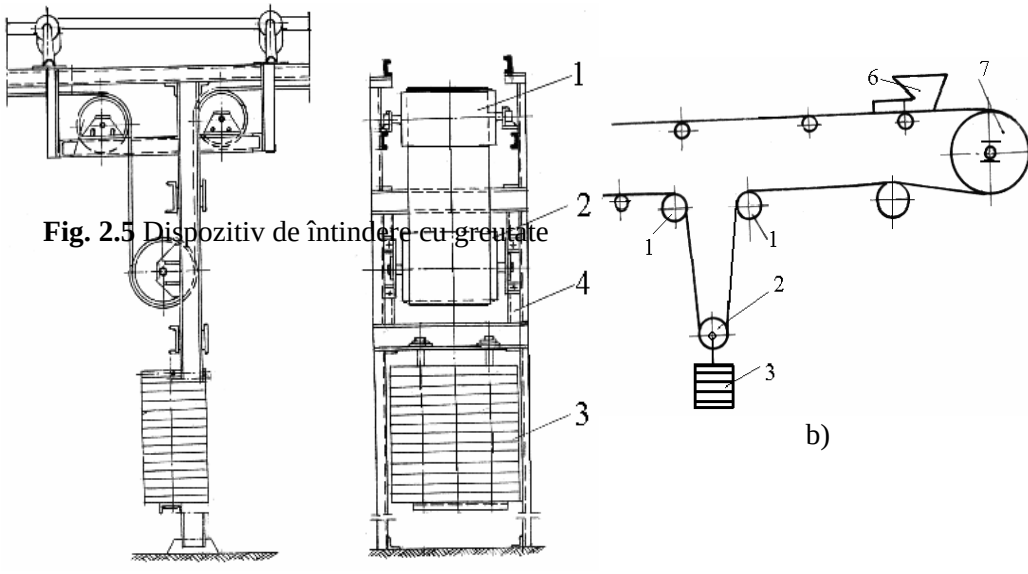


Fig. 2.5 Dispozitiv de întindere cu greutate

a) b)

Fig. 2.6 Dispozitiv de întindere cu greutate pe cadru cu ghidaje

patinează sania, pe care este montată toba de întindere 2 şi contragreutatea 3. Acest dispozitiv se montează pe ramura descărcată a transportorului, banda fiind trecută peste tobele de ghidare 1. Acest tip de întinzător se foloseşte la transportoarele înalte, care permit montarea sa. Pentru o bună funcționare a transportorului, săgeata benzii între rolele de reazem nu trebuie să fie mai mare de 2,5% din distanța între role.

Pentru alimentarea transportoarelor cu materiale vărsate se utilizează pâlnii sau dispozitive de încărcare, care au rolul de a evita uzura prematură a benzii. In figura 2.7, este prezentat un dispozitiv de încărcare cu pâlnie. Dispozitivele de încărcare trebuie să imprime sarcinii o viteză egală ca mărime cu viteza benzii şi orientată în direcția de deplasare a ei, pentru a evita alunecarea dintre sarcină şi bandă şi prin aceasta uzarea benzii.

Pâlnia are ca scop să conducă produsul sub un unghi cât mai ascuțit spre bandă, astfel ca materialul să aibă la contactul cu banda o componentă a vitezei cât mai mare în direcția mersului benzii. Peretele din spate al pâlniei trebuie să aibă o înclinare mai mică decât unghiul de frecare al materialului. Pâlnia se continuă prin două borduri, de o parte şi de cealaltă a benzii. Aceste borduri au la partea lor inferioară câte o fâşie flexibilă din cauciuc moale fără inserții, care asigură închiderea laterală şi deci împiedică căderea produsului de pe bandă.

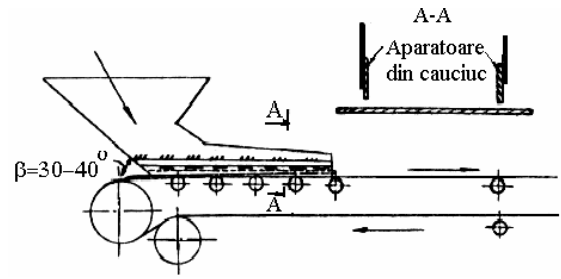
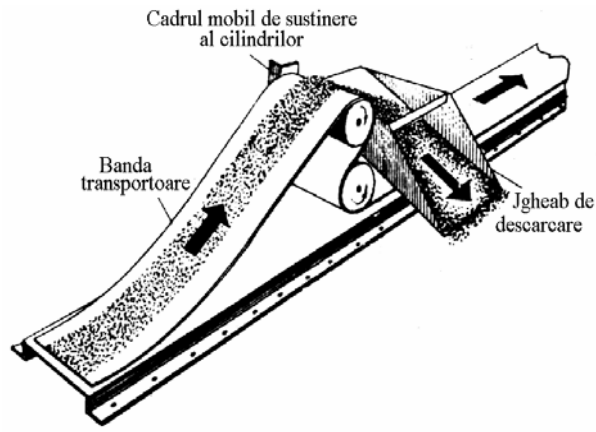
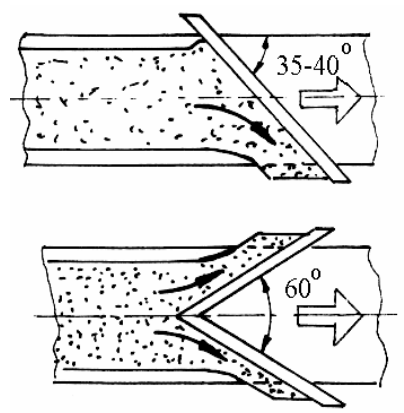


Fig. 2.7 Pâlnie de alimentare

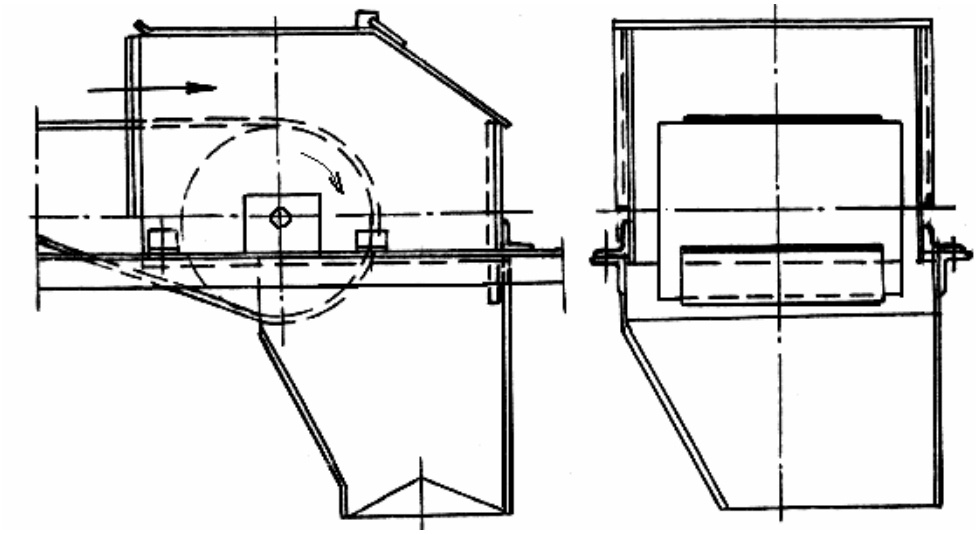
In figura 2.8 a se prezintă un dispozitiv de descărcare cu două tobe, montate pe un cărucior, ce se poate deplasa de-a lungul transportorului, fiind acționat manual printr-o transmisie cu roți dințate. Materialul cade într-o pâlnie, de unde este dirijat spre un jgheab de



a)



b)



c)

Fig. 2.8 Dispozitive de descărcare: a) - cu cărucior; b) - cu plug; c) - descărcare în buncăr.

evacuare.

In figura 2.8.b se prezintă un dispozitiv de descărcare cu scut, ce se foloseşte în cazul în care gabaritul instalației nu permite utilizarea unui dispozitiv cu cărucior sau în cazul sarcinilor ce se lipesc pe bandă. Pentru a reduce gradul de uzură al benzii se recomandă să se utilizeze dispozitive de descărcare cu două scuturi sub formă de plug, ce asigură descărcarea în ambele părți ale transportorului.

Dispozitivele de descărcare prezentate anterior sunt folosite când descărcarea trebuie să se facă pe parcursul traseului. Descărcarea transportorului se mai poate face în buncăre aşezate la capătul său, în dreptul tobei de acționare (fig.2.8 c).

2.4. Organe şi subansamble specifice transportoarelor cu bandă

2.4.1. Benzi

Benzile instalațiilor de transport continuu îndeplinesc atât funcția de organ de tracțiune cât şi pe aceea de organ de lucru.

Pentru transportoarele cu bandă din industria alimentară se folosesc benzile textile, benzile textile cauciucate şi în anumite cazuri benzile metalice. Materialul folosit pentru benzi se alege în funcție de condițiile de lucru ale instalației.

Benzile textile se execută din țesătură de cânepă cu rezistența la rupere 40

MPa sau din țesătură de bumbac cu rezistența la rupere 35 MPa. Ele se folosesc pentru transportul materialelor a căror temperatură nu trebuie să depășească 100^{o}C în medii uscate, deoarece sunt higroscopice.

Dezavantajele benzilor textile sunt înlăturate prin folosirea benzilor textile cauciucate cu rezistența la rupere 50 MPa, care pot funcționa şi în medii umede. Benzile din bumbac cauciucate se execută din câteva straturi de țesătură de bumbac 3, lipite între ele cu cauciuc vulcanizat; la exterior banda este acoperită cu un strat de cauciuc vulcanizat 1, care o apără împotriva uzurii şi umidității. In cazul benzilor cauciucate, temperatura materialelor ce urmează a fi transportate nu trebuie să depășească 60^{o}C, iar mediul ambiant să nu aibă temperaturi sub - 15^{o}C.

Benzile din țesătură cauciucată se fabrică în bucăți având lungimi cuprinse între 25 şi 120 m, capetele fiind îmbinate fie prin cusătură suprapusă, fie prin lipirea şi coaserea capetelor suprapuse.

După felul de aşezare al țesăturii în bandă se deosebesc benzi din țesături separate (tăiate, fig.2.9 a), şi benzi din țesături înfăşurate, (fig.2.9 b şi 2.9 c).

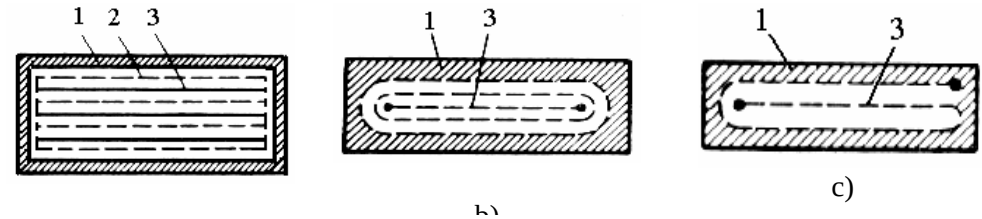


Fig. 2.9 Aranjarea țesăturii textile în secțiune

Semnificația notațiilor:

1 - înveliş de cauciuc cu rol de suprafață de lucru; 2 - țesătură de apărare (ce poate lipsi), 3-strat de rezistență la tracțiune; 4 – inserții textile; 5 - strat de cauciuc cu rol de suprafață de sprijin; 6 - plasă de sârmă; 7 - strat de azbest; 8 - cabluri metalice.

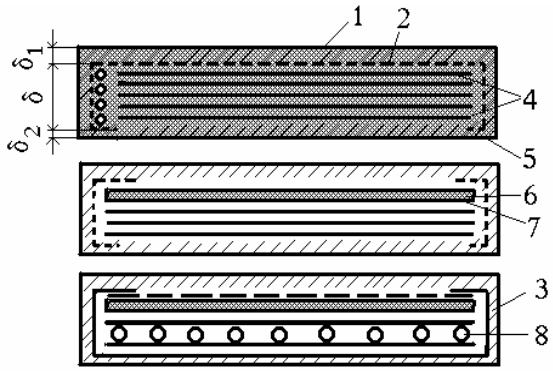


Fig. 2.10 Secțiuni ale benzilor textile cauciucate

La benzile în construcție tăiată, în unele cazuri, se întrebuințează în afara straturilor intermediare normale, un strat special rar 2, ce înconjoară straturile

intermediare fie numai pe deasupra şi lateral, fie numai lateral, care serveşte pentru a mări aderența dintre stratul superior şi pojghița de cauciuc, precum şi pentru întărirea marginilor benzii. In afara benzilor cu straturi intermediare, au început să se fabrice benzi cu şnururi sau cu corzi de cânepă vulcanizate într-o masă de cauciuc, precum şi benzi cu plasă de sârmă sau cu cabluri metalice acoperite cu straturi subțiri de alamă sau cupru pentru a permite priza cu cauciucul (fig. 2.10).

Grosimea benzilor cauciucate este în funcție de grosimea straturilor de țesătură şi de grosimea straturilor protectoare. Ea se determină cu relația:

$$\delta = a \cdot i + \delta_1 + \delta_2 \qquad (2.1)$$

în care:

a- grosimea stratului de țesătură de bumbac inclusiv a cauciucului care serveşte la lipirea straturilor, a = 1,25 - 2,3 mm;

i - numărul straturilor de țesătură de bumbac;

δ_1-grosimea stratului de cauciuc de pe suprafața de lucru a benzii, δ_1=2-6 mm;

δ_2-grosimea stratului de cauciuc de pe suprafața nelucrată a benzii, δ_2=1-2 mm;

De regulă $\delta_1 > \delta_2$ din motive de uzare. Lățimea benzii este standardizată având valori cuprinse între 300-1600 mm. Numărul straturilor de țesătură *i*, depinde de lățimea benzii *B*, valorile sale fiind date în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1 Numărul inserțiilor benzii

Lățimea benzii *B* [mm]	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Nr.straturilor de țesătură	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-13

Pentru transportul materialelor umede precum şi a materialelor fierbinți se utilizează benzile din plasă de sârmă. Ele se execută din sârmă rotundă sau dreptunghiulară. In figura 2.11 a şi b este prezentată o bandă din sârmă cu împletitură măruntă şi una cu împletitură rară. Benzile din platbandă dreptunghiulară, figura 2.11 c, au zale speciale.

Benzile din plasă de sârmă prezintă avantaje față de cele din țesătură din bumbac cauciucat deoarece au o construcție simplă şi ieftină, se montează şi se repară uşor, funcționează la temperaturi înalte, au greutate mică şi permit un unghi de înclinare cu 2-3 ^{o} mai mare.

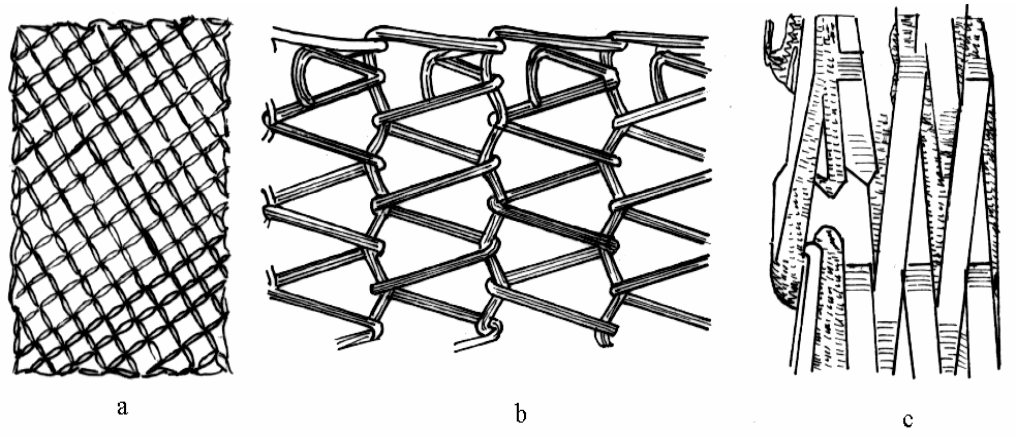


Fig. 2.11 Variante de benzi metalice

Pentru transportul materialelor fierbinți şi lipicioase se utilizează benzile din oțel carbon laminate la rece, mărcile OLC 45 sau OLC 60, cu o grosime de 0,6-1,4 mm şi o lățime de 650 mm. In cazul în care este necesară o lățime mai mare, benzile se îmbină longitudinal prin cusături nituite. Benzile din oțel laminat au o suprafață netedă şi rezistentă care se poate curăța uşor. Aceste benzi pot transporta sarcini încălzite până la o temperatură de 350-370^{o} C, când banda este încărcată complet pe toată lungimea. Când banda nu este încărcată pe toată lungimea sa, temperatura materialului transportat nu trebuie să depăşească 120-140^{o} C, pentru a se evita deformarea benzii sau apariția fisurilor.

Benzile din oțel rezistă bine şi la coroziune, ceea ce permite transportul materialelor umede.

Banda din oțel laminat are o mare rigiditate transversală, nu se curbează în timpul lucrului, săgeata făcută de bandă este mică, ceea ce asigură un mers liniştit.

Dezavantajele benzii din oțel laminat sunt: unghiul de înclinare al benzii este limitat la 12-14^{o} datorită coeficientului de frecare relativ mic dintre bandă şi materiale; imposibilitatea obținerii formei de jgheab pentru lățimi de bandă sub 600 mm; dificultatea executării de benzi late datorită cusăturii longitudinale; gabarite mari pentru mecanismele de acționare.

Benzile din oțel laminat se utilizează de preferință la transportoarele cu lungimi până la 500 m staționare şi orizontale.

Îmbinarea capetelor benzii se face prin suprapunerea şi nituirea lor; distanța dintre nituri şi numărul lor se alege în funcție de lățimea benzii conform recomandărilor din tabelul 2.2.

Tabelul 2.2 Recomandări pentru montajul benzilor metalice

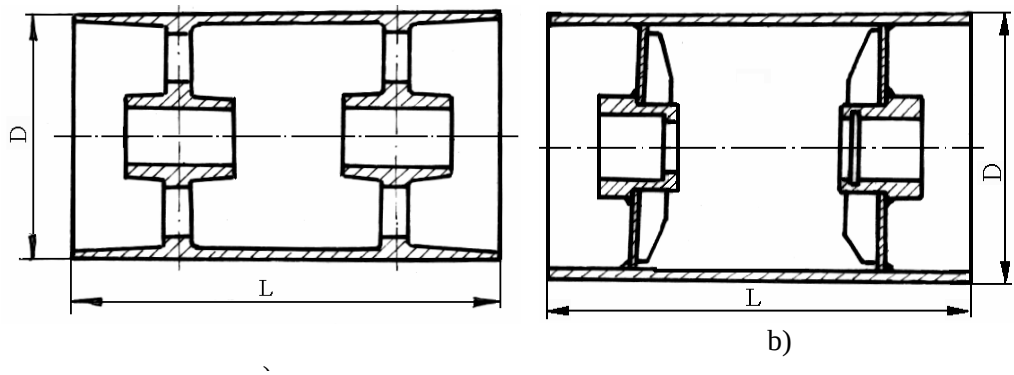
Lățimea benzii [mm]	500	600	620
Distanța dintre axele niturilor [mm]	25	25	25
Distanța de la axele niturilor laterale la marginea tablei [mm]	12,5	12,5	10
Numărul niturilor dintr-un rând	20	24	25

2.4.2. Tobe

Pentru antrenarea benzilor cauciucate cât şi a celor din oțel se utilizează tobe de acționare ale căror forme şi dimensiuni sunt standardizate în STAS 7541-86 şi tobe de deviere ale căror forme şi dimensiuni sunt standardizate în STAS 7540-86.

Tobele de acționare au rolul de a pune banda în mişcare ca urmare a frecării cu banda, iar cele de deviere au rolul de a mări unghiul de înfăşurare al benzii pe tobă.

Tobele pentru antrenarea benzilor se execută fie din fontă mărcile Fc250; Fc150, turnate dintr-o singură bucată, (fig.2.12.a), fie în construcție sudată din tablă şi profile laminate (fig.2.12.b).



b)

Fig. 2.12 Variante constructive de tobe

Pentru a se mări aderența benzii la suprafața tobei aceasta din urmă se căptuşeşte uneori cu cauciuc sau cu lemn. Pereții tobei din fontă se execută cu grosimea de 10 mm pentru diametre mai mici din 750 mm; grosime de 12 mm pentru diametre cuprinse între 750 şi 900 mm; grosimea de 15 mm pentru diametre peste 900 mm.

Pentru a se evita alunecarea laterală a benzii cauciucate, toba se execută mai

bombată spre partea de mijloc. In figura 2.13 este prezentat ansamblul unei tobe de acționare, iar în figura 2.14 este prezentat ansamblul unei tobe libere, ce poate fi montată ca tobă de întindere sau de deviere.

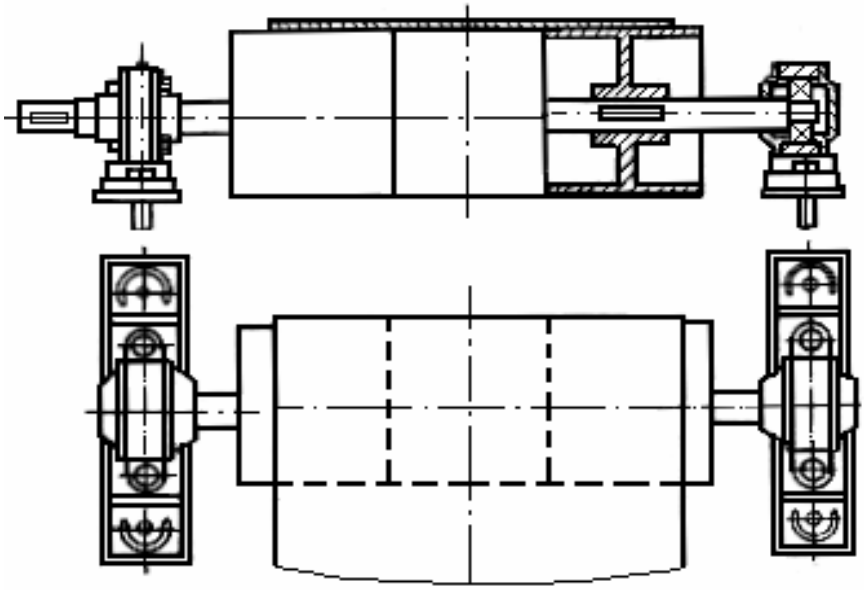


Fig. 2 13 Montajul unei tobe de acționare

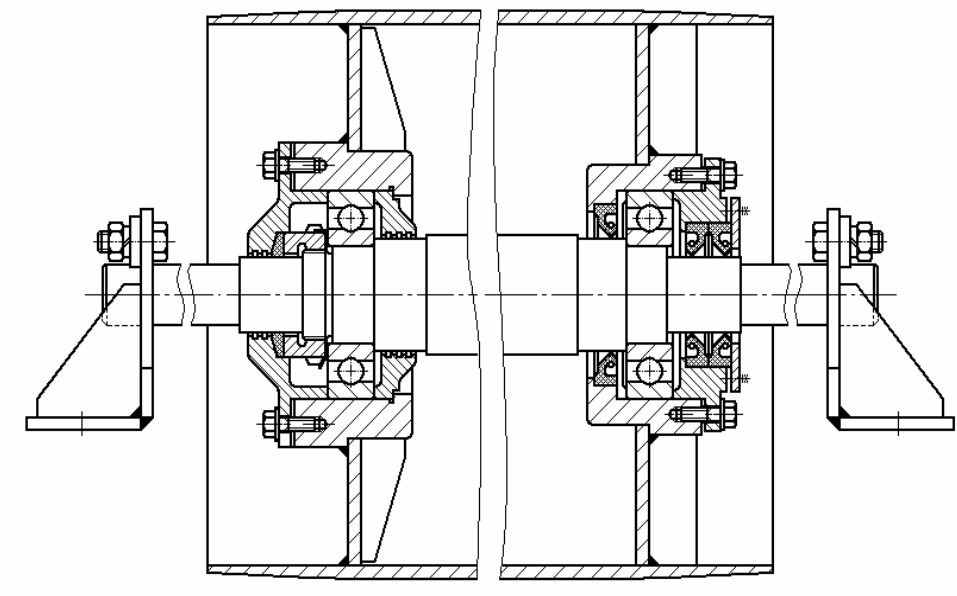


Fig. 2.14 Montajul unei tobe libere

Diametrul tobelor pentru benzi cauciucate se stabileşte pe baza relațiilor:

- pentru tobe de acționare:

$$D \geq (125-150)\cdot i \tag{2.2}$$

- pentru tobele de deviere:

$$D \geq (76-100)\cdot i \tag{2.3}$$

unde*:* i - numărul de straturi al benzii.

Se recomandă folosirea tobelor de diametre mari, pentru micşorarea uzurii benzii cauciucate.

In cazul transportoarelor mobile din considerente de gabarit se alege:

$$D = 60i \tag{2.4}$$

Diametrul tobelor pentru benzi din oțel se stabileşte cu relația:

$$D = (800\text{-}1200)\delta \tag{2.5}$$

unde: δ - grosimea benzii [mm].

Lățimea tobelor se stabileşte în funcție de lățimea benzii şi anume:

- pentru benzile cauciucate sau din plasă de sârmă:

$$L = 1{,}2B \tag{2.6}$$

- pentru benzile din oțel laminat:

$$L = 0{,}8B \tag{2.7}$$

unde: B – lățimea benzii [mm].

Dacă tobele pentru benzile din oțel s-ar executa mai late, impuritățile ar pătrunde între tobă şi bandă deteriorând muchiile benzii.

2.4.3. Role

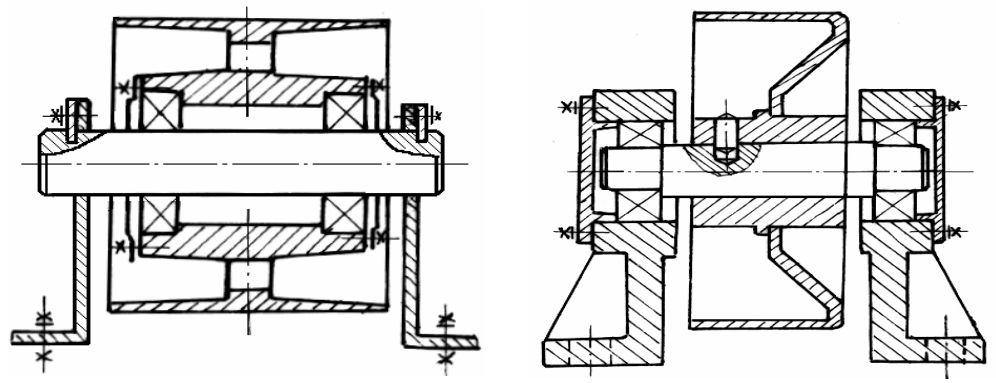
In scopul micşorării săgeții benzii, între toba de acționare şi cea de întindere, banda se sprijină pe role. Mişcarea de rotație a rolelor în jurul axului lor se realizează datorită frecării lor cu banda.

Rolele se execută turnate sau în construcție sudată (fig.2.15 a şi b), montându-se de obicei libere pe ax, prin intermediul rulmenților, mai rar pe lagăre de alunecare.

In figura 2.15 a se prezintă montajul unei role pentru susținerea benzii cauciucate, iar în figura 2.15 b este prezentat montajul unei role pentru susținerea benzii din oțel.

La transportul materialelor vărsate cu ajutorul benzilor cauciucate, pentru ramura încărcată în cazul benzilor cu lățimi mai mari de 780 mm se folosesc

reazeme



b

Fig. 2.15 Montajul rolelor de susținere a benzii

cu trei role. Transportoarele din silozuri au în general banda sub formă de jgeab, banda fiind îndoită numai pe ramura încărcată (activă) în care încape mai mult produs decât pe banda plată. Ramura activă se sprijină pe trei role de susținere, iar ramura de întoarcere pe o rolă simplă (fig. 2.16).

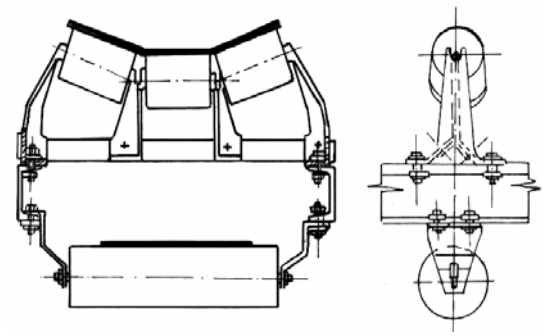


Fig. 2.16 Reazem pe trei role

Rolele sunt puse în mişcare de banda care înaintează şi ele trebuie să se învârtă uşor. Orice rezistență suplimentară la învârtirea rolelor înseamnă o creştere a energiei consumate şi o uzură prematură a benzii. De aceea rolele sunt montate pe rulmenți. Lagărele rolelor trebuie să fie bine etanşate şi bine unse. Rolele de susținere se montează la o distanță de circa 1,5 m pe lungimea benzilor cu lățimi cuprinse între 400 şi 800 mm. La lățimi între 1000-1600 mm distanța dintre role se micşorează la circa 1,2-1,3 m. Banda trebuie să fie bine centrată, în caz contrar producându-se frecări suplimentare şi deci pierderi de energie. Diametrul rolelor pentru partea încărcată a benzii se determină din condiția ca materialul să nu fie aruncat de pe bandă.

In cazul benzilor cauciucate, distanța dintre rolele de susținere, pentru ramura încărcată, se poate determina şi în funcție de greutatea specifică a materialului transportat şi de lățimea benzii, cu următoarele relații:

$$l' = 1750 - 0{,}625 \cdot B\,[\text{mm}] \text{ pentru } \gamma \le 10^4\,[\text{N/m}^2] \quad (2.8\text{-}1)$$

$$l' = 1650 - 0{,}625 B\,[\text{mm}] \text{ pentru } \gamma = (1\text{-}1{,}5)\cdot 10^4\,[\text{N/m}^2] \quad (2.8\text{-}2)$$

$$l' = 1550 - 0{,}625\,B\,[\text{mm}] \text{ pentru } \gamma = (1{,}5 - 2)\cdot 10^4\,[\text{N/m}^2] \quad (2.8\text{-}3)$$

In tabelul 2.3 sunt prezentate dimensiunile rolelor în funcție de lățimea benzii.

Tabelul 2.3 Dimensiunile rolelor de susținere a benzii

Tipul rolei	Dimensiunile rolei	Lățimea benzii *B* [mm]		
		300-600	800-1000	>1000
Role pe rulmenți, pentru benzi cauciucate	Diametrul D_r [mm]	76-108	108-160	108-160
	Lungimea L_r [mm]	B + 100	B + 150	B + 200
Idem lagăre de alunecare	Diametrul D_r [mm]	200	200	200
Role pentru benzi de oțel	Diametrul D_r [mm]	180-300	180-300	180-300

Pentru sarcini în bucăți cu o greutate mai mare de 500 N, distanța se alege astfel încât sarcina să se sprijine pe cel puțin două role. Pentru sarcini cu greutăți cuprinse între 100 şi 500 N, distanța dintre role se alege 800 mm, iar pentru sarcini mai mici se alege 1000 mm.

Pentru susținerea părții descărcate se va alege în cazul sarcinilor în bucăți, distanța dintre role egală cu 2000-3000 mm, iar pentru cele mărunte 2500-3000 mm.

In cazul benzilor din oțel distanța dintre role se alege în funcție de greutatea încărcăturii pe metru liniar de bandă, conform recomandărilor din tabel 2.4.

Tabelul 2.4 Distanța dintre role în cazul benzilor din oțel

Greutatea încărcăturii [N/m]		50	75	90	135	220	500
Pasul rolelor [mm]	pentru partea încărcată	3000	2500	2000	1500	1000	580
	pentru partea neîncărcată	4000					

Atât pentru benzile cauciucate cât şi pentru cele metalice, distanţa dintre role la locul de încărcare a materialului pe bandă se ia de obicei de două ori mai mică decât cea normală.

2.5 Parametrii caracteristici de bază

Productivitatea este o caracteristică tehnică importantă a transportorului, ce se exprimă în t/h şi se calculează cu relaţia:

$$\Pi_m = 3600 \cdot A_0 \cdot v \cdot \rho \qquad [\text{t/h}] \qquad (2.9)$$

unde*:* A_0 - aria secţiunii transversale reale prin material [m^2];

v - viteza de transport [m/s];

ρ - densitatea materialului [t/m^3];

Datorită şocurilor şi vibraţiilor în timpul mişcării benzii, aria secţiunii stratului de material se modifică. Pentru a stabili secţiunea reală se va ţine seama de gradul de umplere al benzii, exprimat prin coeficientul de umplere ψ. In cazul benzilor plate încărcate cu material mărunt ψ = 0,427, iar în cazul sarcinilor în bucăţi ψ = 0,305. Pentru banda în formă de jgheab coeficientul de umplere depinde de felul materialului şi de condiţiile de lucru; ψ = 0,4-0,6 pentru sarcini în bucăţi, iar ψ = 0,5 - 0,75 pentru sarcini în vrac.

Pentru banda plată prezentată în figura 2.17 a, dimensiunile secţiunii după care se aşează materialul se determină în funcţie de lăţimea benzii *B.*

Astfel: b = 0,9 B - 0,05 [m], iar h = (1/12) b, încât aria secţiunii transversale prin material va fi:

$$A = \frac{2}{3} b \cdot h \cong \frac{1}{18}(0{,}9B - 0{,}05)^2 \qquad (2.10)$$

Pentru banda sub formă de jgheab figura 2.17 b şi figura 2.17 c:

$$B_1 = (0{,}3 - 0{,}5)B; b_1 = 0{,}75B; h = \frac{b_1}{12}; h_1 = 0{,}07b_1$$

încât aria secţiunii transversale prin material va fi:

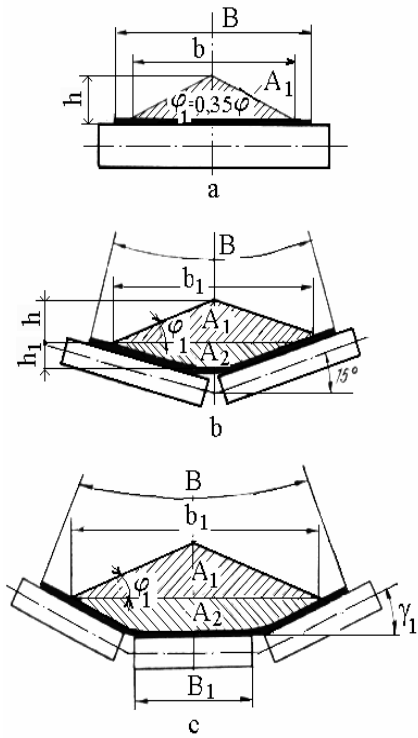


Fig. 2.17 Secţiune prin material

$$A \approx 0{,}075B^2 \qquad (2.11)$$

Ținând seama de coeficientul de neuniformitate ψ, relațiile de calcul pentru aria secțiunii transversale reale devin:

$$A_o = \frac{1}{18}(0{,}9B - 0{,}05)^2 \cdot \psi \qquad (2.12)$$

$$A_0 = 0{,}075B^2 \cdot \psi \qquad (2.13)$$

Înlocuind în relația (2.9), expresia lui A_o (relațiile 2.12 şi 2.13),

- pentru banda plată se obține:

$$\Pi_m = 150B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \qquad (2.14)$$

- pentru banda în formă de jgheab:

$$\Pi_m = 270B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \qquad (2.15)$$

Pentru sarcinile în bucăți, productivitatea transportului se determină cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6\frac{G}{d} \cdot v \quad [\text{t/h}] \qquad (2.16)$$

unde: G - masa sarcinii transportate [kg];

d - distanța între două sarcini consecutive [m].

Pe baza relațiilor de mai sus se poate determina lățimea benzii B.

Viteza de transport este un alt parametru caracteristic. Viteza benzii se alege în funcție de tipul produselor transportate, precum şi în funcție de productivitate.

Pentru transportul sarcinilor în bucăți se vor lua viteze de transport mai mici decât pentru sarcinile în vrac, astfel:

- pentru sarcini mărunte cu masa 15-20 kg, v = 1,2 - 1,6 m/s;
- pentru saci cu făină, v = 1-1,6 m/s;
- pentru lăzi, butoaie, v = 0,5 - 1 m/s.

Recomandări privind alegerea vitezei benzii sunt date în tabelul 2.5 şi tabelul 2.6.

Tabelul 2.5 Viteza de transport în funcție de material

Sarcina de transportat	Viteza [m/s]	Sarcina de transportat	Viteza [m/s]
Grâu, secară, porumb,	2,5-4,5	Semințe soia	2,5-3,5

orz, ovăz			
Semințe floarea soarelui	2-2,5	Ştiuleți porumb	1,5-1,75
Semințe bumbac	1,5-2	Deşeuri cereale	0,8-1,2

Tabelul 2.6 Viteza benzii şi productivitatea transportorului în funcție de lățimea *B*

Parametru	Lățimea benzii *B* [mm]					
	400	500	600-650	750-800	900-1000	1100-1200
Viteza benzii [m/s]	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	4,8
Productivitate [t/h]	50	100	175	350	500	800

Puterea necesară acționării transportorului cu bandă depinde de sarcinile utile (greutatea materialului, greutatea benzii, greutatea rolelor), de rezistențele la deplasare, de rezistențele pasive (pierderile prin frecare) şi se determină pe baza relației:

$$P_{nec.} = \frac{F_p \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [kW] \tag{2.17}$$

$$F_p = S_i - S_d + W_a \tag{2.18}$$

unde: F_p - forța la periferia tobei de acționare [N];
v - viteza transportorului [m/s];
$S_î$ - forța în ramura ce se înfăşoară pe toba de acționare [N];
S_d - forța în ramura ce se desfăşoară de pe toba de acționare [N];
W_a - rezistența la înfăşurare pe organul de acționare [N];
η - randamentul global al transmisiei mecanice de la motor la tobă.

$$\eta = \eta_{reductor} \cdot \eta_{toba} \tag{2.19}$$

$$\eta_{toba} = \frac{1}{1 + w_b(2k - 1)} \tag{2.20}$$

unde: w_b- coeficient de rezistență al tobei, w_b = 0,03-0,05;
k - coeficient ce depinde de unghiul de înfăşurare al benzii pe tobă (tabelul 2.7).
Puterea calculată cu relația (2.17) se poate majora cu (15-20)% pentru a se

ține seama şi de alte rezistențe suplimentare cum ar fi rezistența la încărcare, rezistența la descărcare în cazul descărcării cu plug sau cu cărucior. In funcție de puterea rezultată se va alege un motor corespunzător, cu condiția ca puterea nominală a motorului ales să fie mai mare sau cel puțin egală cu puterea necesară calculată ($P_n \geq P_{nec.}$).

Tabelul 2.7 Valoarea coeficientului *k*, în funcție de unghiul de înfăşurare

Tipul tobei	Unghiul de înfăşurare					
	180	190	200	205	210	220
Metalică netedă	1,84	1,78	1,72	1,69	1,67	1,62
Căptuşită	1,5	1,45	1,42	1,4	1,38	1,35

2.6. Rezistențele la deplasare

Particularitatea transportoarelor cu organ flexibil de tracțiune constă în aceea că sarcina şi organul de tracțiune execută aceeaşi mişcare. Conturul închis al organului de tracțiune este alcătuit, în cele mai multe cazuri, din două sectoare rectilinii (unul încărcat şi altul descărcat) şi din două zone terminale de rotire. In cazurile mai complicate, conturul organului de tracțiune este alcătuit din mai multe sectoare rectilinii succesive, legătura dintre ele fiind asigurată prin puncte de schimbare de direcție. Aşa cum se vede în figura 2.18, traseul se compune din sectoare orizontale (4-5; 7-8), sectoare înclinate (1-3; 9-10), sectoare curbe (3-4; 8-9) unele încărcate, altele descărcate. Rezistențele la deplasare pe diferite tronsoane se determină împărțind traseul transportorului în sectoare rectilinii orizontale sau înclinate, curbilinii, ținând seama de modul cum se realizează ghidarea organului de tracțiune, de tipul acestuia şi de greutatea sarcinilor ce se deplasează.

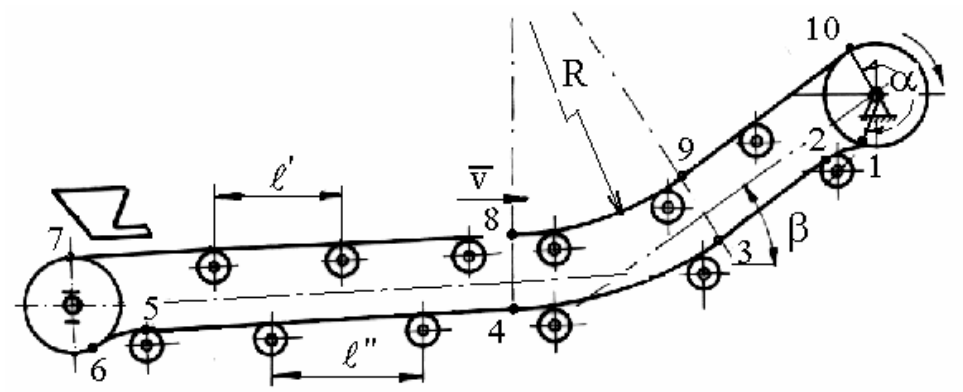
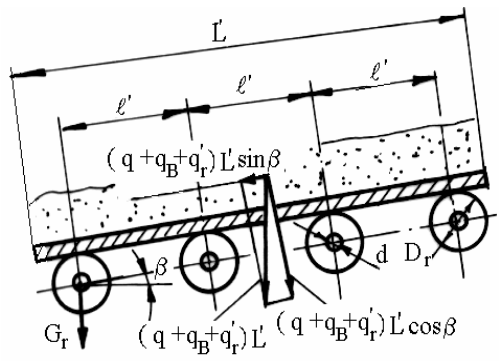
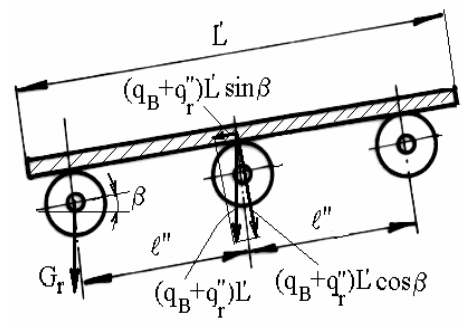


Fig. 2.18 Transportor cu traseu combinat; împărțirea pe tronsoane

Când organul de tracțiune este bandă elastică ce se deplasează pe reazeme cu role, rezistența este produsă de frecarea din lagărele rolelor şi de frecarea de rostogolire cu alunecare dintre bandă şi role. Rezistența în lagăre şi rezistența de rostogolire a benzii depind de presiunea pe role, produsă de greutatea benzii şi a



a)



b)

sarcinii, în cazul ramurii încărcate şi numai de greutatea benzii în cazul ramurii descărcate. In afara acestora, pe lagăre mai acționează şi presiunea produsă de greutatea proprie a rolelor.

Astfel, considerându-se un tronson înclinat (fig.2.19a şi fig. 2.19b), de lungime L' [m] având un unghi de înclinare β, expresia rezistenței la deplasare pentru o greutate a sarcinii în stare afânată q [N/m], o greutate a benzii q_B [N/m], o greutate a rolelor sau a părții rotative a reazemului cu role q'_r [N/m] pentru ramura încărcată şi q''_r [N/m] pentru ramura descărcată, va fi:

- pentru ramura încărcată:

$$W_i = \left(q + q_B + q_r^{'}\right) L' \cos\beta \cdot w \pm \left(q + q_B + q_r^{''}\right) L' \sin\beta \qquad (2.21)$$

- pentru ramura descărcată:

Fig. 2.19 Sarcini utile la transportorul cu bandă

$$W_d = \left(q_B + q_r^{''}\right) L' \cos\beta \pm \left(q_B + q_r^{''}\right) L' \sin\beta \qquad (2.22)$$

Semnul (+) este pentru mişcare ascendentă, semnul (-) este pentru mişcare descendentă. In cazul deplasării pe orizontală $\beta = 0$ şi relațiile (2.21) şi (2.22) devin:

$$W_{ih} = \left(q + q_B + q_r^{'}\right) L' \cdot w \qquad (2.23)$$

$$W_{dh} = \left(q_B + q_r^{"}\right) L' \cdot w \tag{2.24}$$

unde: w - coeficient de rezistență la deplasare;

$$w = \mu' \cdot \frac{d}{D_r} \tag{2.25}$$

În calcule se poate adopta pentru transportoare staționare w = 0,02 ÷ 0,03. În cazul deplasării cu alunecare a benzii în ghidaje, $w = \mu_1$, unde μ_1 este coeficient de frecare de alunecare (μ_1 = 0,15 - 0,25 ghidaje de lemn; μ_1= 0,1 - 0,2 ghidaje metalice).

$$\mu' = \mu + 0{,}1 \tag{2.26}$$

$$\frac{d}{D_r} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{7} \tag{2.27}$$

unde*:* μ'- coeficient de frecare global (ține seama de frecarea din lagăre şi frecarea dintre bandă şi role);

d - diametrul axului rolei [mm];

D_r- diametrul rolei [mm];

μ - coeficient de frecare în lagăre, μ = 0,2 - 0,25 - pentru lagăre de alunecare;

μ = 0,05- 0,1 - pentru lagăre de rostogolire.

Greutatea încărcăturii pe metru liniar q [N/m], se determină din relația productivității gravimetrice:

$$\Pi_G = 3600 \cdot q \cdot v = 10^3 \cdot \Pi_m \cdot g \quad \text{[N/h]} \tag{2.28}$$

$$q = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \text{[N/m]} \tag{2.29}$$

unde: v - viteza de transport [m/s]

Π_m - productivitatea masică [t/h];

g - accelerația gravitațională [m/s^2].

Greutatea pe metru liniar a benzii q_B [N/m], se calculează cu relația:

$$q_B = (1{,}1\text{-}1{,}3) g \cdot B \cdot \delta \tag{2.30}$$

unde: B - lățimea benzii [m];

δ - grosimea benzii [mm];

g – accelerația gravitațională [m/s^2].

Greutatea rolelor pe metru liniar q'_r [N/m], pentru zona încărcată se calculează cu relația:

$$q'_r = \frac{G_r}{l'} \tag{2.31}$$

Greutatea rolelor pe metru liniar q''_r [N/m], pentru zona descărcată se calculează cu relația:

$$q''_r = \frac{G_r}{l''} \tag{2.32}$$

unde: G_r - greutatea unei role [N];

l' - distanța dintre role pe zona încărcată [m];

l'' - distanța dintre role pe zona descărcată [m].

Greutatea unei role se poate determina cu relația:

$$G_r = 6000(B + Y)D_r^2 \quad [\text{N}] \tag{2.33}$$

unde: B - lățimea benzii [m];

D_r - diametrul rolei [m];

Y = 0,6 pentru banda plată şi role din fontă;

Y = 0,4 pentru banda plată şi role sudate;

Y = 0,7 pentru banda jgheab şi role din fontă;

Y = 0,45 pentru banda jgheab şi role sudate.

Rezistența la înfăşurare a benzii pe tobele de abatere sau de întindere, figura 2.20, este determinată de rezistența datorită rigidității benzii în momentul înfăşurării sale pe tobă, rezistența datorită frecării din lagărul tobei, rezistența datorită rigidității benzii la desfăşurarea de pe tobă. Aceste rezistențe contribuie la mărirea efortului din bandă şi se poate ține seama de ele prin mărimea coeficientului de pierderi K_g, astfel încât forțele în ramurile benzii se determină cu relația:

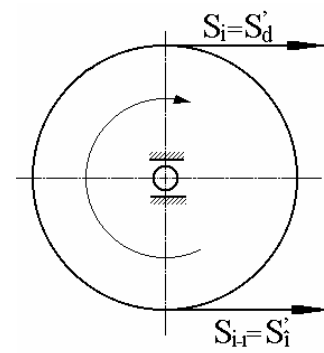


Fig. 2 20 Forțe în ramurile benzii la toba de întindere

$$S'_d = K_g S'_i \tag{2.34}$$

unde: S'_d – forța în ramura ce se desfăşoară de pe toba de abatere sau întindere [N];

S'_i – forța în ramura ce se înfăşoară pe toba de abatere sau întindere [N];

K_g - coeficient de rezistență la înfăşurare pe toba de întindere sau ghidare;

K_g = 1,03 pentru lagăre pe rulmenți cu bile;

K_g = 1,04-1,06 pentru lagăre de alunecare;

Rezistența la înfășurare a benzii pe toba de acționare se determină cu relația:

$$W_a = K_a(S_i - S_d) \quad (2.35)$$

unde: K_a - coeficient de rezistență la înfășurare pe organul de acționare;

K_a=0,01-0,02 pentru benzi textile cauciucate;

K_a=0,04-0,06 pentru benzi metalice;

S_i - forța în ramura ce se înfășoară pe organul de acționare [N];

S_d – forța în ramura ce se desfășoară de pe organul de acționare [N].

2.7. Forțele în ramurile benzii

Mărimea forței din ramura ce se înfășoară pe organul de acționare va trebui să învingă rezistențele la deplasare ale benzii de pe tot traseul. Forța într-un punct *i* al benzii se determină în funcție de forța din punctul anterior și de rezistența la deplasare a benzii între cele două puncte.

$$S_i = S_{i-1} + W_{i-1,i} \tag{2.36}$$

În cazul transportorului din figura 2.21, împărțind traseul în tronsoane și aplicând metoda enunțată anterior, se poate scrie:

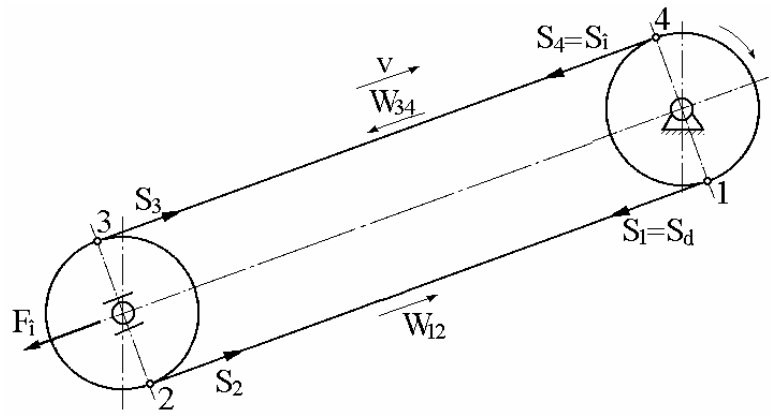


Fig. 2.21 Forțele din ramurile benzii transportorului cu bandă

$$\begin{aligned} S_1 &= S_d \\ S_2 &= S_1 + W_{12} \\ S_3 &= K_g \cdot S_2 \\ S_4 &= S_3 + W_{34} \\ S_i &= S_d \cdot e^{\mu\alpha} \end{aligned} \tag{2.37}$$

Din rezolvarea sistemului de ecuații rezultă:

$$S_i = \frac{e^{\mu\alpha}\left(K_g W_{12} + W_{34}\right)}{e^{\mu\alpha} - K_g} \tag{2.38}$$

$$S_d = \frac{K_g W_{12} + W_{34}}{e^{\mu\alpha} - K_g} \tag{2.39}$$

unde: W_{12} - rezistența la deplasare pe tronsonul 1-2 [N];

W_{34} - rezistența la deplasare pe tronsonul 3-4 [N];

μ - coeficient de frecare între bandă şi toba de acționare;

α - unghi de înfăşurare al benzii pe tobă [rad].

In tabelul 2.8, se dau valorile coeficientului de frecare în funcție de felul tobelor şi condițiile de lucru.

Tabelul 2.8 Valorile coeficientului de frecare între bandă şi tobă şi a factorului $e^{\mu\alpha}$

Natura suprafeței tobei şi condițiile mediului de lucru	μ	$e^{\mu\alpha}$ pentru unghiul de înfăşurare α^o					
		180	210	240	300	360	400
Tobă strunjită în mediu extrem de umed	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,01
Tobă strunjită, mediu foarte umed	0,15	1,6	1,73	1,87	2,19	2,57	2,85
Tobă strunjită, mediu umed	0,2	1,87	2,08	2,31	2,85	3,61	4,04
Tobă strunjită mediu uscat	0,3	2,56	3,00	3,51	4,81	6,69	8,14
Tobă căptuşită cu lemn, mediu uscat	0,35	3,00	3,61	4,33	6,72	9,02	11,5
Tobă căptuşită cu cauciuc, mediu uscat	0,4	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41

Determinarea forțelor din ramura ce se înfăşoară sau se desfăşoară de pe tobă, permite calcularea rezistenței la înfăşurare pe toba de acționare (relația 2.35) şi a forței la periferia tobei de acționare (relația 2.18).

2.8. Forțele în bandă în cazul acționării cu mai multe tobe

Pentru mărirea forței de tracțiune se poate acționa în mai multe direcții:

- prin mărirea coeficientului de frecare μ;
- prin mărirea unghiului α ca urmare a acționării cu două tobe, (fig 2.22 a);
- prin mărirea unghiului de cuprindere al benzii pe tobă, α = 210°-215°, utilizând soluția din figura 2.22 b.

In varianta prezentată în figura 2.22 a, tobele au acelaşi diametru şi aceleaşi turații, iar unghiurile de cuprindere sunt α_1 şi α_2.

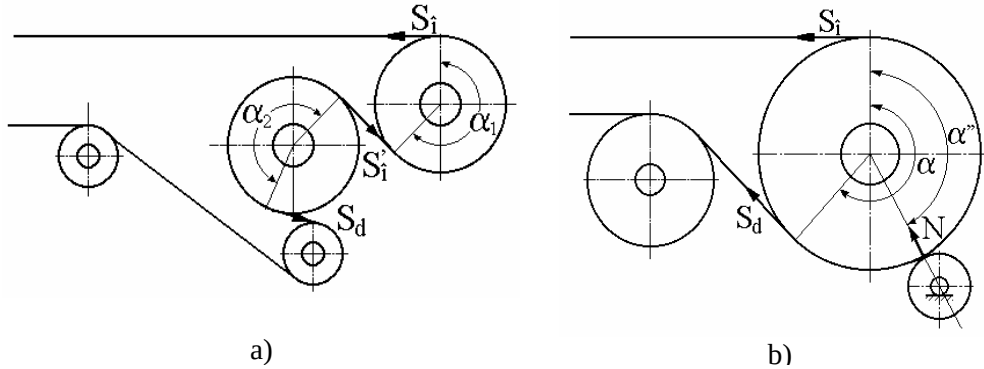


Fig. 2. 22 Acționarea cu mai multe tobe

Forța de tracțiune F'_t, se determină ca fiind suma forțelor de tracțiune F'_{t1}, pentru toba cu unghiul de înfășurare α_1 şi F'_{t2}, pentru toba cu unghi de înfășurare α_2. Se poate scrie:

$$F_t^{'} = F_{t1}^{'} + F_{t2}^{'} = \left(S_i - S_i^{'}\right) + \left(S_i^{'} - S_d\right) \tag{2.40}$$

$$F_{t1}^{'} = S_i^{'}\left(e^{\mu\alpha_1} - 1\right) \tag{2.41}$$

$$F_{t2}^{'} = S_i^{'}\left(e^{\mu\alpha_2} - 1\right) \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}} \tag{2.42}$$

Relația dintre forțele de tracțiune:

$$\frac{F_{t1}^{'}}{F_{t2}^{'}} = e^{\mu\alpha_2}\,\frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_2} - 1} \tag{2.43}$$

Pentru $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$ se obține:

$$\frac{F_{t1}^{'}}{F_{t2}^{'}} = e^{\mu\alpha} \tag{2.44}$$

Aceste forțe de tracțiune inegale pe tobe evidențiază suprasolicitarea benzii pe sectorul dintre tobe. Pentru ca forțele de tracțiune pe ambele tobe să fie egale trebuie micşorat diametrul celei de a doua tobe sau să se folosească o transmisie diferită pentru cele două tobe.

Pentru a mări apăsarea benzii pe tobă se foloseşte soluția din figura 2.19.b. Dacă rola apasă pe bandă cu forța *N*, (apăsarea se realizează în mod obişnuit printr-un arc), iar unghiul de cuprindere corespunzător apăsării *N* este α'', atunci:

$$S_i = S_d e^{\mu\alpha} + \mu N e^{\mu\alpha''} \tag{2.45}$$

Pentru a se determina mărimea forței la periferia tamburului de acționare se utilizează relația (2.18). Se procedează asemănător ca la punctul 2.7 şi se determină S_i şi S_d, cu respectarea particularităților fiecărei variante, în ceea ce priveşte legătura între forțele din ramura ce se înfăşoară sau se desfăşoară de pe organele de acționare.

2.9. Alegerea motorului electric şi verificarea la demaraj

Alegerea motorului electric necesar acționării transmisiei mecanice ce antrenează toba de acționare, se va face în funcție de puterea determinată cu relația (2.17), cu condiția ca puterea nominală a motorului ales să fie mai mare ca aceasta.

Este necesar să se efectueze apoi, verificarea motorului ales la suprasarcină în timpul demarajului. La demaraj, în afara rezistențelor statice determinate de forțele utile, apar şi sarcini dinamice determinate de forțele şi momentele de inerție ale maselor cu mişcare de translație şi de rotație.

Considerând că în timpul demarajului mişcarea este uniform accelerată, accelerația benzii şi a sarcinii va fi:

$$a = \frac{v}{t_d} \qquad [\text{m/s}] \tag{2.46}$$

unde: v - viteza de transport [m/s];

t_d - timpul de demaraj [sec.].

Dacă nu există alunecare între bandă şi role, accelerația benzii va fi egală cu accelerația tangențială a rolelor. Se apreciază că în timpul t_d = 2-3 secunde, cât durează demarajul nu apare alunecare între bandă şi role, iar accelerația unghiulară a rolelor poate fi exprimată prin relația:

$$\varepsilon = \frac{2a}{D_r} \qquad [\text{s}^{-2}] \tag{2.47}$$

unde: D_r - diametrul rolelor de sprijin [m];

a – accelerația tangențială a rolei [m/s^2].

Momentul necesar pentru învingerea inerției rolelor va fi:

$$M_i = \varepsilon \cdot J \quad [\text{Nm}] \tag{2.48}$$

unde: ε - accelerația unghiulară a rolelor [s^{-2}].

J - momentul de inerție masic în raport cu axa de rotație a rolei [Nms^2].

$$J = \frac{3}{4} \cdot \frac{G_r \cdot D_r^2}{4g} \quad [\text{Nms}^2] \tag{2.49}$$

unde: G_r - greutatea unei role [N];
g - accelerația gravitațională [m/s^2];
D_r - diametrul rolei [m].

Forța necesară învingerii inerției reazemului cu role va fi:

$$S_{din} = \frac{2M_i}{D_r} \cdot n = \frac{2\varepsilon J}{D_r} \cdot n = \frac{3}{4} \frac{G_r}{g} \cdot \frac{v}{t_d} \cdot n \quad [\text{N}] \tag{2.50}$$

unde: v - viteza de transport [m/s];
t_d – timpul necesar demarajului [sec.];
n - numărul total de role de sprijin din zona încărcată şi zona descărcată.

Forța necesară pentru învingerea inerției benzii şi a sarcinii se determină cu relația:

$$S''_{din} = \frac{G_b + G_m}{g} \cdot \frac{v}{t_d} \quad [\text{N}] \tag{2.51}$$

unde: G_b - greutatea totală a benzii [N];
G_m - greutatea materialului transportat [N];
g – accelerația gravitațională [m/s^2].

Sarcina dinamică totală ce trebuie învinsă la demaraj va fi:

$$S_{din} = S'_{din} + S''_{din} \quad [\text{N}] \tag{2.52}$$

Ca urmare a existenței sarcinilor dinamice, în perioada de demaraj forța maximă din ramura ce se înfăşoară pe toba de acționare va fi:

$$S_{\max} = S_i + S_{din} \tag{2.53}$$

Forța la periferia tobei de acționare, corespunzătoare demarajului se va determina cu relația:

$$F_{pd} = S_{\max} - S_d + W_a \tag{2.54}$$

unde: S_d – forța din ramura ce se desfăşoară de pe toba de acționare;
W_a - rezistența la înfăşurare pe organul de acționare.

S_d şi W_a sunt determinate pe baza solicitărilor corespunzătoare regimului stabil de funcționare, pe baza relațiilor de la punctele 2.7 şi 2.8.

Puterea dezvoltată de motorul de acționare în perioada de demaraj, va fi dată de relația:

$$P_d = \frac{F_{pd} \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{2.55}$$

Pentru ca motorul ales să funcționeze în perioada demarajului fără să se supra încălzească, este necesar să fie îndeplinită inegalitatea:

$$\frac{P_d}{P_n} \leq \quad 1{,}7.....2 \tag{2.56}$$

sau

$$M_{dem} \leq M_{\max} \tag{2.57}$$

unde: P_n - puterea nominală de catalog a motorului electric ales [kW];

M_{dem} – momentul dezvoltat la arborele motor în perioada demarajului [Nm];

M_{max} – momentul maxim pe care îl poate dezvolta motorul electric, caracteristică de catalog a motorului ales [Nm].

2.10 Studiul încărcării transportorului

S-a arătat anterior că dispozitivul de încărcare trebuie astfel construit, încât viteza sarcinii la contactul cu banda să fie egală cu viteza acesteia; în caz contrar, între bandă şi material apare o alunecare, ceea ce duce la uzura puternică a benzii.

Presupunând transportorul înclinat cu unghiul β (fig.2.23), o particulă de material de masă m este antrenată de bandă într-o mişcare uniform accelerată, datorită forței de frecare μN. Din condițiile de echilibru rezultă:

$$\mu N = ma + mg \sin \beta \tag{2.58}$$

$$N = mg \cos \beta \tag{2.59}$$

Eliminând reacțiunea N între aceste două relații se obține:

$$a = g(\mu \cos \beta - \sin \beta) \tag{2.60}$$

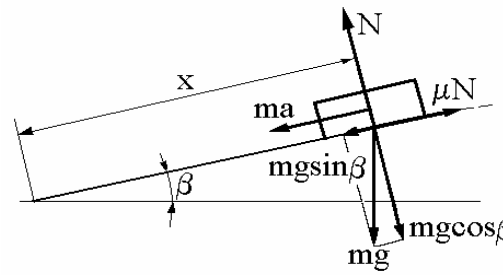


Fig. 2. 23 Forțele care acționează asupra particulei de material.

Dacă banda se deplasează cu viteza v, iar materialul are viteza v_o, spațiul x , parcurs de material până la atingerea vitezei v , va fi:

$$x = \frac{v^2 - v_0^2}{2a} = \frac{v^2 - v_0^2}{2\,g\left(\mu \cos \beta - \sin \beta\right)} \tag{2.61}$$

Presupunând spațiul parcurs de sarcină egal cu *x*, viteza pe care o poate atinge materialul pe această distanță va fi:

$$v = \sqrt{2g(\mu \cos \beta - \sin \beta)x + v_0^2} \qquad (2.62)$$

Dacă se consideră un element de bandă de lungime *dx*, forța normală exercitată de material pe acest element va fi:

$$dN = q \cos \beta \, dx = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \cos \beta \, dx \qquad (2.63)$$

iar forța de frecare corespunzătoare va fi:

$$dF_f = \frac{\mu \cdot \Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \cos \beta \, dx \qquad (2.64)$$

Introducând în această relație valoarea vitezei *v*, dată de relația (2.62), rezultă:

$$dF_f = \frac{\mu \cdot \Pi_m \cdot g \cdot \cos \beta}{3{,}6\sqrt{2g(\mu \cos \beta - \sin \beta) \cdot x + v_0^2}} \qquad (2.65)$$

Integrând această expresie pe întreaga lungime de lunecare de la $x = 0$ până la valoarea lui *x* dată de expresia (2.61) se obține forța de frecare, echivalentă cu rezistența la încărcare.

$$F_f = \frac{\mu \Pi_m (v - v_0)}{3{,}6(\mu - tg\beta)} \quad [\text{N}] \qquad (2.66)$$

Analizând expresia forței de frecare se poate aprecia că această forță poate lua valori foarte mari la o diferență mare a vitezelor şi pentru o înclinare a transportorului apropiată de unghiul de frecare.

2.11 Studiul descărcării transportorului

Pentru determinarea formei raționale a pâlniei de descărcare, astfel încât materialul să nu lovească pereții pâlniei, trebuiesc studiate condițiile desprinderii materialului de pe tobă.

Până când banda ajunge pe tobă, particulele de material se află în repaus relativ față de bandă şi se mişcă împreună cu ea cu viteza *v*. Ajungând pe tobă particula este supusă acțiunii forței centrifuge. Deci, asupra unei particule A de material, de masă *m*, vor acționa două forțe (fig.2.24), forța de gravitație *mg* şi forța centrifugă $mr\omega^2$. Prelungind rezultanta R a acestor forțe până ce întâlneşte în punctul

P, verticala care trece prin centrul tobei, din asemănarea triunghiurilor ABC şi APO se poate scrie:

$$\frac{AB}{AO}=\frac{BC}{OP} \quad \text{sau} \quad \frac{mr\omega^2}{r}=\frac{mg}{h} \qquad (2.67)$$

de unde:

$$h=\frac{mgr}{mr\omega^2}=\frac{g}{\omega^2}=\frac{30^2\cdot g}{\pi^2\cdot n^2}\approx\frac{900}{n^2} \qquad (2.68)$$

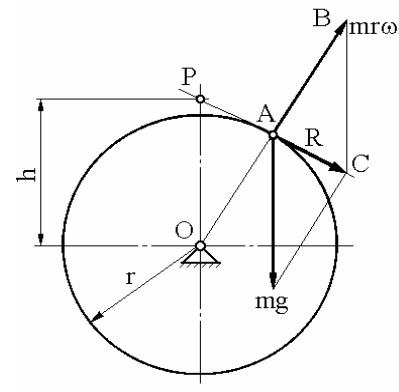


Fig. 2.24 Forţele care acţionează asupra particulei de material

Se vede deci că distanţa *h* dintre punctul P şi centrul tobei depinde numai de turaţia acesteia. Dacă *h* poartă numele de distanţă polară, punctul P, prin care trec rezultantele forţelor care acţionează asupra particulelor de material aflate pe tobă, se numeşte polul mişcării.

In cazul în care distanţa polară *h* este mai mică decât raza *r* a tobei (tobe de turaţie mare), rezultanta este îndreptată spre exteriorul tamburului şi desprinderea materialului are loc atunci când banda ia contact cu tamburul (fig.2.25 a). Aceste mod de descărcare se numeşte descărcare centrifugală.

In cazul în care distanţa polară *h* este mai mare decât raza *r* a tobei (tobe cu turaţie mică), rezultanta este îndreptată spre interiorul tobei şi desprinderea

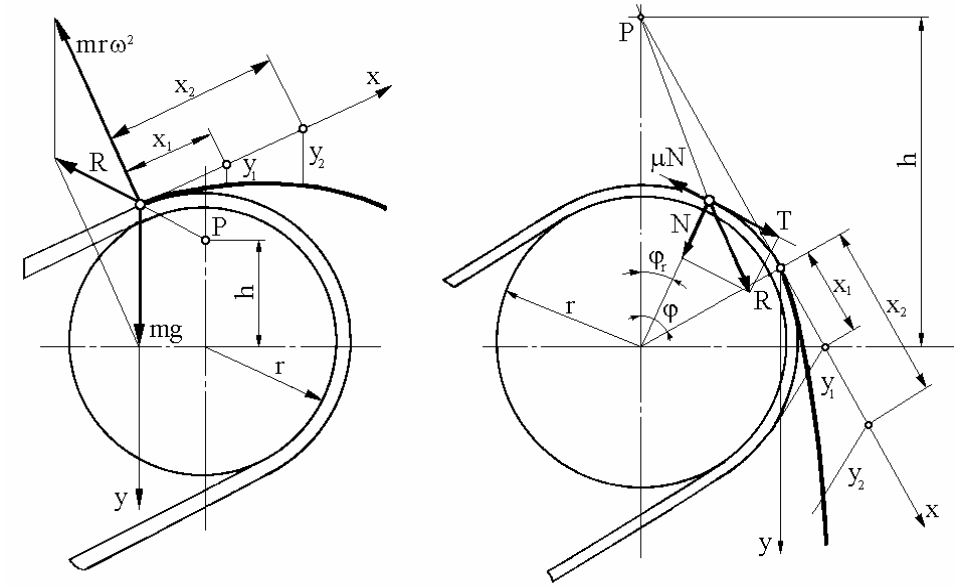


Fig.2.25 Traiectoria particulei

materialului va avea loc în momentul în care rezultanta devine tangentă la tobă (fig.2.25 b), adică atunci când se realizează condiția:

$$\cos\varphi = \frac{r}{h} \tag{2.69}$$

Pentru un unghi φ_r mai mic decât cel dat de relația (2.69), componenta tangențială a forței *R* echilibrează forța de frecare μN, iar materialul odată cu rotirea sa cu tamburul, începe să alunece față de bandă. Alunecarea este mai sensibilă la tobele cu turație foarte mică. În acest caz, datorită vitezei mici a materialului, şocul cu care vâna de material loveşte pâlnia este neglijabilă. La tobele cu turație mare, la care şocul cu care materialul ar lovi pâlnia ar fi puternic, diferența dintre unghiurile φ_r şi φ este atât de mică, încât practic poate fi neglijată. Se poate aprecia că relația (2.69) este suficient de exactă pentru necesitățile practice.

La desprinderea de pe bandă, materialul va continua să se deplaseze după tangenta la tobă (axa *x*), cu o viteză *v* egală cu viteza periferică avută la desprindere. După un timp *t*, el va parcurge o distanță:

$$x = v \cdot t \tag{2.70}$$

În acelaşi timp *t*, sub acțiunea gravitației, materialul va parcurge pe verticală o distanță *y*, dată de relația:

$$y = \frac{gt^2}{2} \tag{2.71}$$

Eliminând între relațiile (2.70) şi (2.71) timpul *t*, se obtine ecuația traiectoriei particulei de material, dată de relația:

$$y = \frac{g}{2v^2}x^2 \tag{2.72}$$

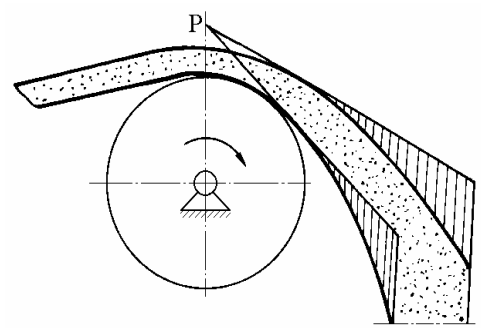


Fig. 2.26 Traiectoria jgheabului în funcție de traiectoria particulei.

Aceasta ecuație reprezintă o parabolă. Profilul vânei de material este determinat, dacă se construiesc traiectoriile a două particule de material una de pe suprafața benzii şi alta de la suprafața materialului (fig. 2.26).

Ținând seama de acest profil se poate construi profilul pâlniei de descărcare, astfel încât materialul să nu lovească pereții ei.

2.12 Determinarea traseului benzii în porțiunea de racordare

La trecerea benzii de pe o direcție orizontală pe una înclinată, trebuie determinată curba făcută de bandă, pentru a se putea amplasa rolele de sprijin după această curbă, astfel încât, tot timpul banda să se sprijine pe role. Spre deosebire de studiul săgeții între două role, în acest caz nu se cunoaşte punctul de unde începe porțiunea curbă şi nici deschiderea acesteia.

Considerând porțiunea curbă a benzii Oa, de deschidere L, înclinată cu un unghi β față de orizontală (fig.2.27) din condiția de echilibru a elementului OC rezultă:

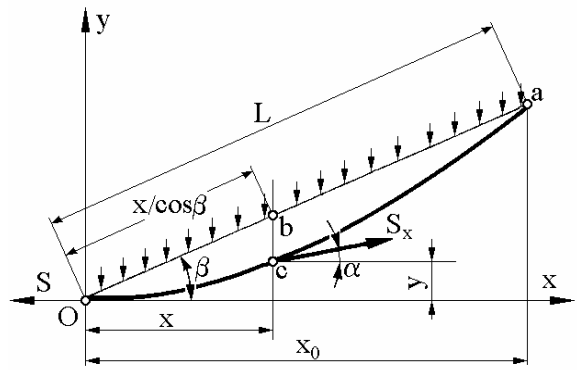


Fig. 2.27 Traiectoria benzii în zona de racordare dintre un tronson orizontal şi unul înclinat

$$S_x \cdot \sin\alpha = \frac{q_B \cdot x}{\cos\beta}; \qquad S_x \cdot \cos\alpha = S$$

Împărțind cele două relații se obține:

$$tg\alpha = \frac{q_B \cdot x}{S\cos\beta} \tag{2.73}$$

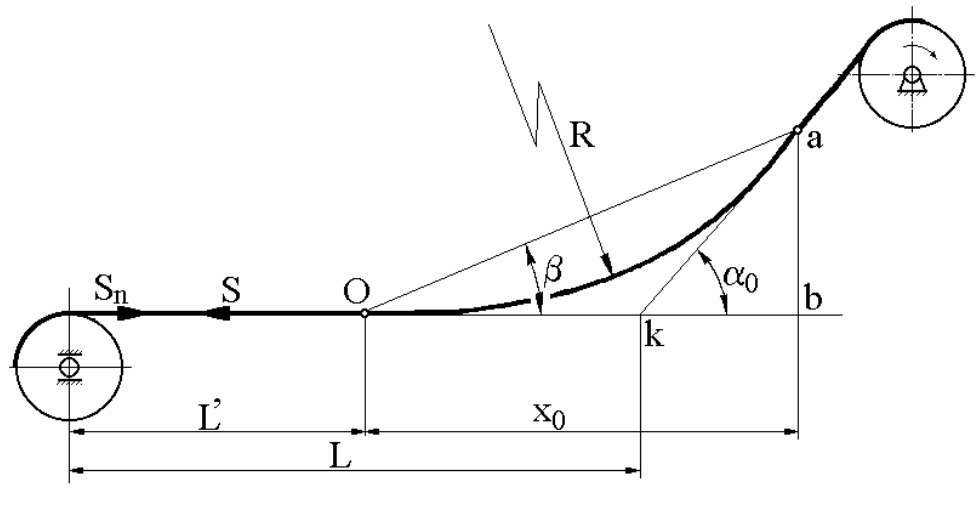
Dar $tg\alpha = \frac{dy}{dx}$, se va obține:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{q_B \cdot x}{S\cos\beta} \tag{2.74}$$

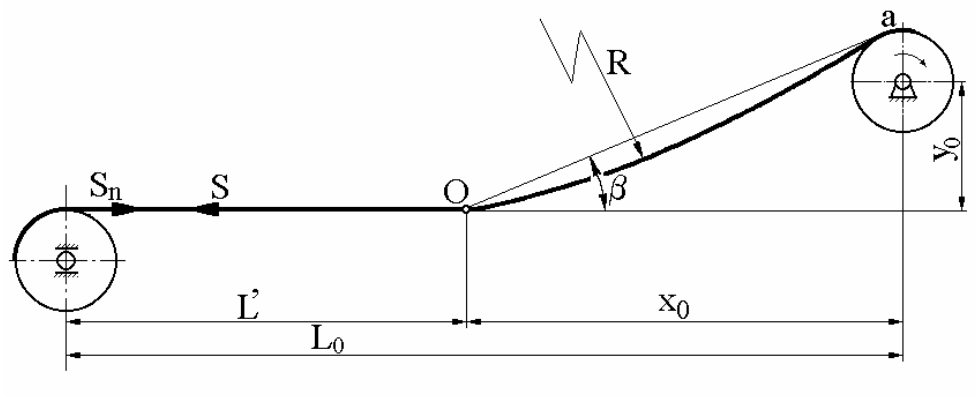
Separând variabilele şi integrând, ținând seama că pentru x = 0, y = 0 rezultă:

$$y = \frac{q_B x^2}{2S\cos\beta} \tag{2.75}$$

In cazul trasării curbei de racordare a benzii trebuie luată în considerare numai greutatea pe metru liniar a benzii q_B, deoarece chiar şi în timpul funcționării în gol a transportorului, banda trebuie să se reazeme pe toate rolele.



a



b

Fig. 2.28 Trasarea curbei de racordare între un tronson orizontal şi unul înclinat

Pentru trasarea curbei de racordare, în practică se indică fie unghiul α_o, a porțiunii înclinate a transportorului (fig.2.28 a), fie coordonatele L_o şi y_o ale punctului *a* prin care trebuie să treacă curba (fig.2.28 b).

În primul caz (fig.2.28 a), conform relației (2.73), rezultă:

$$x_o = \frac{S}{q_B} tg\alpha_a \cos\beta \qquad (2.76)$$

Presupunând curba săgeții o parabolă cu vârful în punctul O, din proprietățile acesteia rezultă:

$$OK = Kb$$

Dar $ab = Kbtg\alpha_o = Obtg\beta = 2Kbtg\beta$ şi deci $tg\alpha_o = 2tg\beta$.

Ținând seama de aceasta, relația (2.76) devine:

$$x_o = 2\frac{S}{q_B}\sin\beta \tag{2.77}$$

.

Dar tensiunea *S* nu poate fi cunoscută fără a se determina poziția punctului O. Considerând cunoscută tensiunea S_n, care acționează în punctul de desfăşurare al benzii de pe cel mai apropiat tambur de abatere şi neglijând greutatea rolelor rezultă:

$$S = S_n + w \cdot q_B \cdot L'$$

Ținând seama că:

$$OK = K\,b = \frac{x_0}{2}$$

rezultă:

$$L' = L - \frac{x_0}{2} \tag{2.78}$$

şi deci:

$$S = S_n + w \cdot q_B\left(L - \frac{x_0}{2}\right) \tag{2.79}$$

Eliminând valoarea lui x_o între relațiile (2.78) şi (2.79) se obține:

$$S = \frac{S_n + w \cdot q_B \cdot L}{1 + w\sin\beta}$$

Înlocuind această valoare în relația (2.77) rezultă:

$$x_0 = \frac{2\left(S_n + w \cdot q_B \cdot L\right)}{q_B\left(1 + w\sin\beta\right)} \cdot \sin\beta$$

Introducând această valoare în relația (2.78) se obține:

$$L' = L - \frac{S_n + w \cdot q_B \cdot L}{q_B\left(1 + w\sin\beta\right)} \cdot \sin\beta \tag{2.80}$$

Pentru distribuirea rolelor se trasează partea înclinată a transportorului, cu unghiul de înclinare α_o, determinându-se punctul K şi deci lungimea *L*. Se calculează valoarea x_o şi se determină distanța *L'* şi deci şi poziția punctului O. Se calculează tensiunea *S* şi se introduce în relația (2.75), după care, dând lui *x* din această relație valori între *0* şi x_o, se determină înălțimea corespunzătoare *y* la care trebuie amplasate rolele.

In cel de al doilea caz (fig.2.28 b) există relațiile:

$$tg\beta = \frac{y_o}{x_o} \tag{2.81}$$

şi:

$$S = S_n + wq_B L_o - wq_B x_o \tag{2.82}$$

Relația (2.76), pentru $x = x_o$ şi $tg\alpha_o = 2tg\beta$, devine:

$$x_o = 2\frac{S}{q_B}\sin\beta \tag{2.83}$$

Unghiul β fiind relativ mic, se poate înlocui sinusul său prin tangentă şi relația (2.83) devine:

$$x_o = 2\frac{S}{q_B}tg\beta \tag{2.84}$$

Eliminând $tg\beta$ între relațiile (2.81) şi (2.84) se obține:

$$x_o = \sqrt{\frac{2Sy_o}{q_B}} \tag{2.85}$$

Înlocuind pe x_o din relația (2.85) în relația (2.82) se obține:

$$S' = \left(S_n + wq_B L_o + w^2 \cdot q_B \cdot y_o\right) - w\sqrt{q_B \cdot y_o(2S_n + 2wq_B L_o + w^2 \cdot q_B \cdot y_o} \tag{2.86}$$

Termenii $w^2.q_B..y_o$ fiind mici în comparație cu ceilalți se poate folosi cu suficientă exactitate pentru practică relația:

$$S = \left(S_n + wq_B L_o\right) - w\sqrt{2q_B y_o\left(S_n + wq_B L_o\right)} \tag{2.87}$$

Dacă şi ordonata y_o este mică, relația (2.87) devine:

$$S \approx S_n + wq_B L_o \tag{2.88}$$

Introducând valoarea forței S calculată cu una din relațiile (2.86), (2.87), (2.88) în relația (2.85), se determină valoarea x_o şi apoi distanța L', deci poziția punctului O. Se trasează apoi curba prin puncte cu ajutorul relației (2.75).

Cu suficientă exactitate pentru practică, se poate trasa curba săgeții după un arc de cerc, în locul unui arc de parabolă. Raza R a arcului de cerc se ia egală cu raza de curbură a parabolei, în vârful ei, care este tocmai distanța focală p a parabolei.

Din ecuația parabolei:

$$x^2 = 2py$$

rezultă:

$$p = \frac{x^2}{2y} = \frac{S}{q_B}\cos\beta = R \tag{2.89}$$

Cunoscând raza R şi coordonatele punctelor O şi a se poate determina centrul şi se poate trasa curba pe care se plasează rolele de reazem.

2.13 Verificarea săgeții benzii

In cazul transportoarelor cu bandă este necesară întinderea benzii pentru a se asigura o săgeată a benzii între două role consecutiv, care să nu depăşească anumite limite.

Săgeata benzii este în funcție de distanța dintre două role, precum şi în funcție de greutatea materialului şi a benzii. Săgeata maximă a benzii se formează pe ramura încărcată a transportorului.

Cu cât săgeata f este mai mare cu atât unghiul pe care îl face banda cu linia rolelor este mai mare (fig.2.29), iar materialul trece mai greu peste role, banda se uzează mai repede şi creşte consumul de energie. Cu cât unghiul β_1 este mai mare, cu atât unghiul de înclinare al transportorului β este mai mic. Având în vedere că valoarea maximă admisă a unghiului β_1 este (2-3)^o, se poate determina forța minimă din bandă pe ramura plină cu relația:

$$S_{p\min.} = \frac{(q + q_B)\cdot \ell'}{4 \cdot tg\beta} \tag{2.90}$$

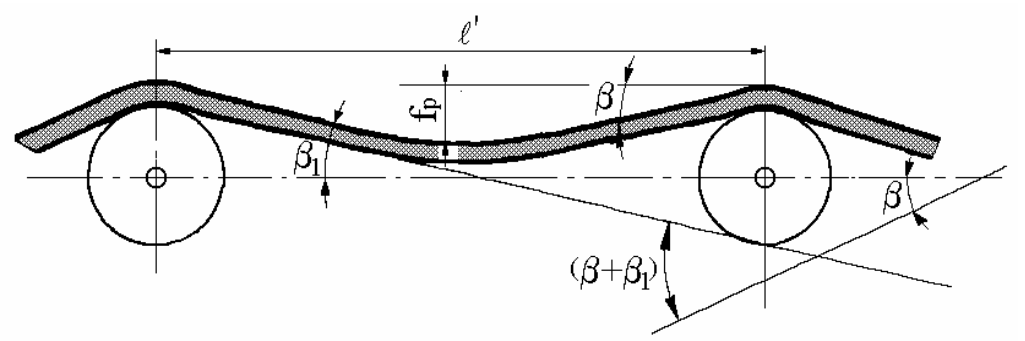


Fig. 2.29 Verificarea săgeții benzii.

Săgeata benzii se poate determina conform figurii 2.29, cu relația:

$$f_p = \frac{\ell'}{2} tg\beta \tag{2.91}$$

Înlocuind $tg\beta$ cu valoarea obținută din relația (2.90), relația (2.91) devine:

$$f_p = \frac{(q + q_B)(\ell')^2}{8 \cdot S_{p\min.}} \tag{2.92}$$

Întrucât, pentru valoarea săgeții se pune condiția: $f_p \leq (0{,}025 - 0{,}03) \cdot \ell'$, va rezulta:

$$S_{p\min} = (4 \cdots 5)(q + q_B) \cdot \ell' \quad [\text{N}] \tag{2.93}$$

unde: q - greutatea materialului pe metru liniar [N/m];
q_B - greutatea unui metru liniar de bandă [N/m];
ℓ' - distanța dintre două role consecutive din zona încărcată a benzii [m].

2.14 Verificarea rezistenței benzii

După determinarea forțelor în bandă se verifică rezistența acesteia, cu ajutorul relației:

$$q'_{ef} = \frac{S_{\max}}{B \cdot i} \leq q'_a \tag{2.94}$$

unde: B - lățimea benzii [m];

i - numărul de inserții;

S_{max} - forța maximă din bandă [N];

q'_a- sarcina specifică admisibilă [N/m].

Sarcina specifică admisibilă a benzii se determină în funcție de rezistența specifică la rupere a benzii q'_r şi de un coeficient de siguranță admisibil c_a.

$$q'_a = \frac{q'_r}{c_a} \qquad (2.95)$$

Rezistența specifică la rupere a benzii este $q'_r = 54.10^3$ N/m pentru benzi cu inserție de bumbac de calitate obişnuită şi $q'_r = 113.10^3$ N/m pentru benzile cu inserție de calitate deosebită.

Coeficientul de siguranță este în funcție de numărul de inserții, el crescând cu acesta, datorită repartiției inegale a efortului între inserții.

Coeficientul de siguranță are valori ridicate datorită neomogenității materialului şi se adoptă din tabelul 2.9.

Tabelul 2.9 Valorile coeficientului de siguranță c_a

Număr inserții	3	4...5	6...8	9...11	12...14
Coeficient de siguranță c_a	9	9,5	10	10,5	11

In cazul în care relația 2.93 nu este satisfăcută, se alege o bandă mai rezistentă şi se reface calculul transportorului.

2.15. Transportoare mobile cu bandă

Pentru încărcarea şi descărcarea vagoanelor de cale ferată, a vapoarelor, autocamioanelor, se folosesc adesea transportoare mobile cu bandă, la care construcția metalică este montată pe roți.

Transportoarele mobile cu bandă se execută cu lungimi cuprinse între 5 şi 20 m, cu înălțimi de ridicare cuprinse între 1 şi 7 m, iar productivitatea între 30 şi 80 m^3/h. Aceste transportoare au dispozitive care permit variația unghiului de înclinare.

In figura 2.30, este prezentată construcția unui transportor mobil la care pe construcția metalică sunt montate rolele de susținere 2 şi tobele de acționare 3 şi de întindere 4, acestea fiind înfăşurate de banda flexibilă 5. Construcția metalică se

reazemă pe picioarele 6 şi 7, montate pe axa roților 8 care se pot roti față de axele lor verticale, asigurând o mai bună mobilitate transportorului. Construcția metalică se mai sprijină pe rola 9. Piciorul 6 este montat articulat la construcția metalică, în timp ce pe piciorul 7 aceasta se reazemă liber.

Prin deplasarea ghidată a piciorului 7 față de construcția metalică, aceasta poate lua diferite înclinări. Deplasarea piciorului se realizează prin intermediul cablului 10, care înfăşoară un scripete fixat în capul piciorul 7, un capăt al cablului fiind fixată la construcția transportorului, iar celălalt la toba troliului manual 11, montat pe construcția metalică a transportorului.

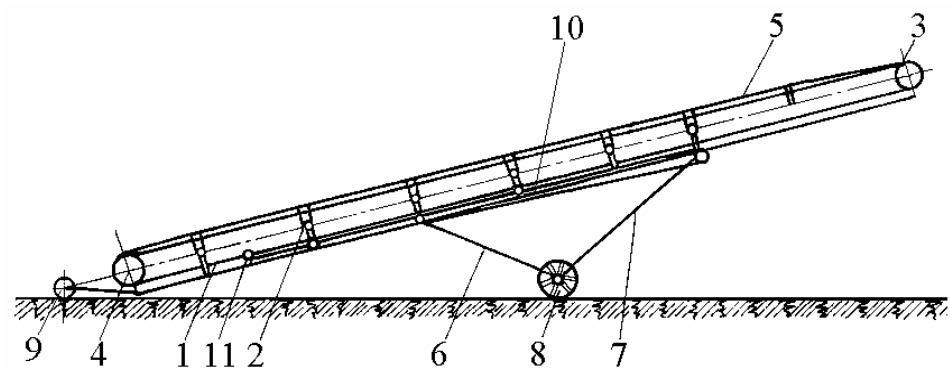


Fig. 2.30 Transportor mobil cu bandă.

Prin înfăşurarea cablului pe tobă are loc ridicarea transportorului, iar prin desfăşurarea acestuia, coborârea transportorului.

2.16 Transportoare cu bandă metalică

Pentru transportul sarcinilor umede, lipicioase, grase, vâscoase se utilizează transportoarele cu bandă metalică. Temperatura produselor transportate poate ajunge la 120-130^{o} C. Benzile se execută din oțel cu rezistența la rupere 650 MPa, având grosimi de 0,8 - 1 mm. La o lățime a benzii de 600 mm, lungimea transportorului poate ajunge 400-500 m. Viteza benzii este cuprinsă între 0,8 şi 1,5 m/s. Diametrul tobei se calculează în funcție de grosimea δ a benzii, în mod obişnuit D = (800-1.200)δ. Distanța între rolele de sprijin ale benzii este 0,8 - 1,4 m, în funcție de densitatea materialului transportat; astfel se iau valori mai mari pentru sarcini cu densitatea 0,8 t/m^3 şi mai mici pentru sarcini cu densitatea 1,6 t/m^3.

In figura 2.31 este prezentată schema de principiu a unui transportor cu bandă metalică, iar în figura 2.32 sunt prezentate rolele de sprijin ale benzii (fig.2.32 a) şi

dispozitivul de centrare al benzii (fig. 2.32 b).

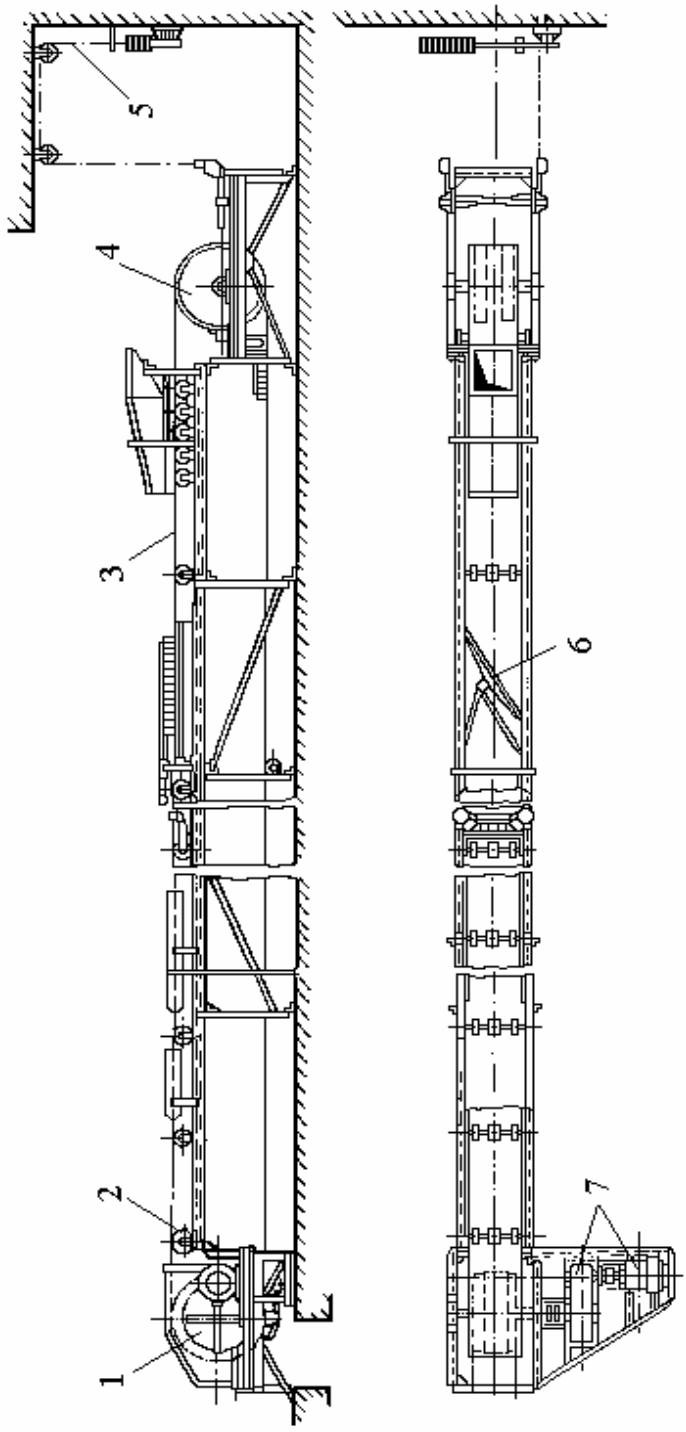
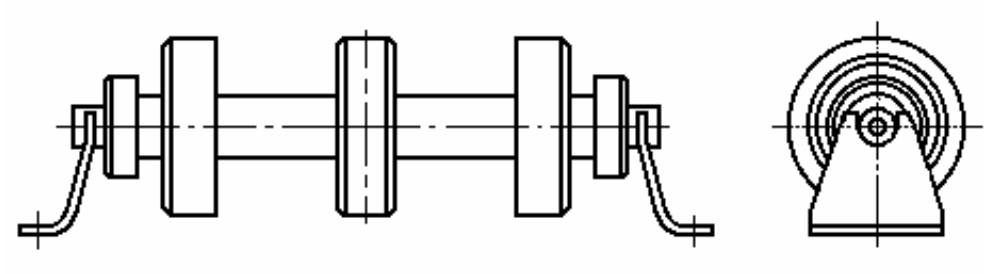
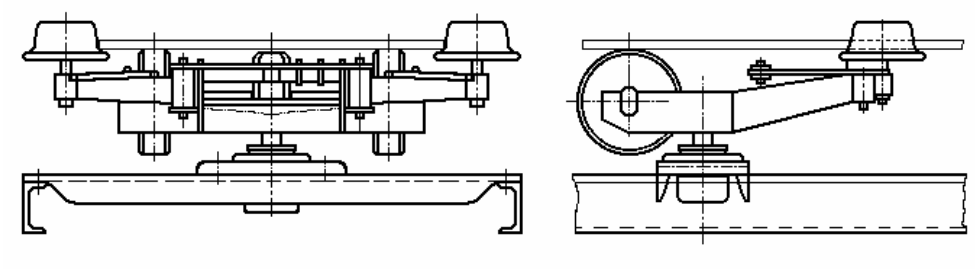


Fig. 2.31 Transportor cu bandă metalică
1 – tobă de acționare, 2 – role, 3 – bandă metalică,
4 – tobă de întindere, 5 – sistem de întindere cu greutate,
6 – dispozitiv pentru descărcare, 7 – transmisie mecanică



a)



b)

Fig. 2.32 Detalii ale transportorului cu bandă metalică: a – role de sprijin ale benzii; b – dispozitivul de centrare al benzii.

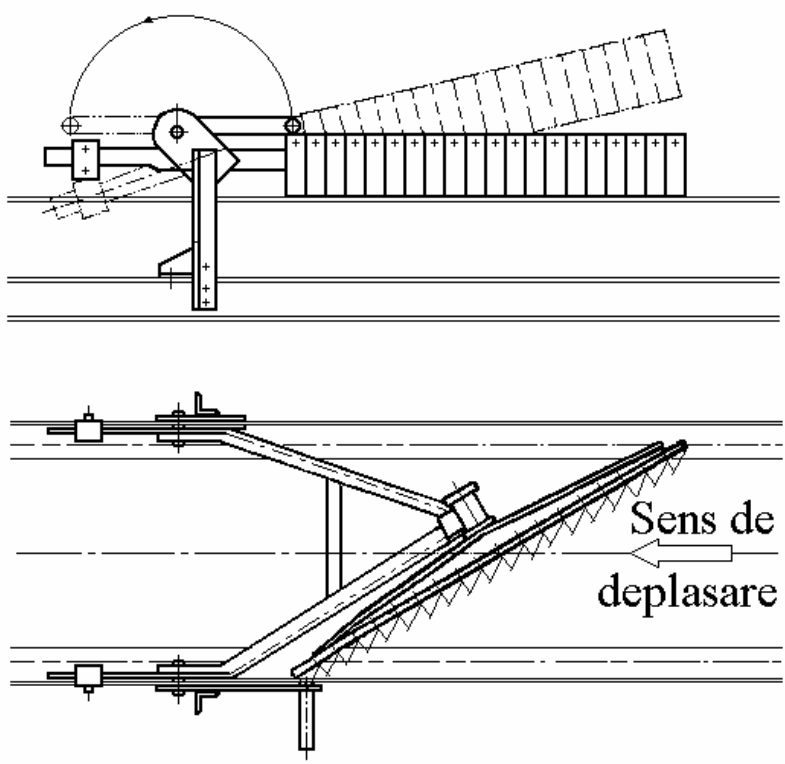


Fig. 2.23 Vedere generală a mecanismul cu plug

In figura 2.33 este prezentată o vedere generală a mecanismul cu plug ce poate fi folosit pentru descărcarea transportorului, iar în figura 2.34 sunt prezentate variante de dispozitive. Mecanismul cu plug cu o singură legătură se foloseşte pentru descărcarea sarcinilor în bucăţi; pentru descărcarea sarcinilor vărsate acest mecanism poate avea una sau două laturi. In mod frecvent, aceste mecanisme se folosesc pentru descărcarea şi depozitarea produselor alimentare vărsate, când construcţia instalaţiei nu permite utilizarea cărucioarelor de descărcare.

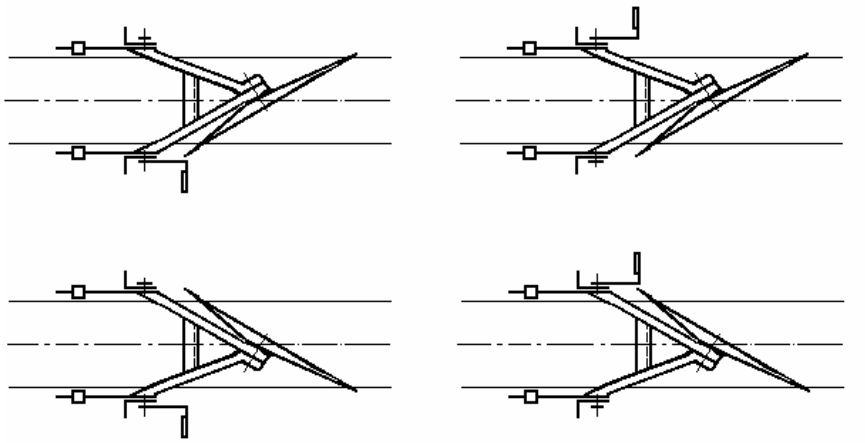


Fig. 2.34 Variante de dispozitive cu plug.

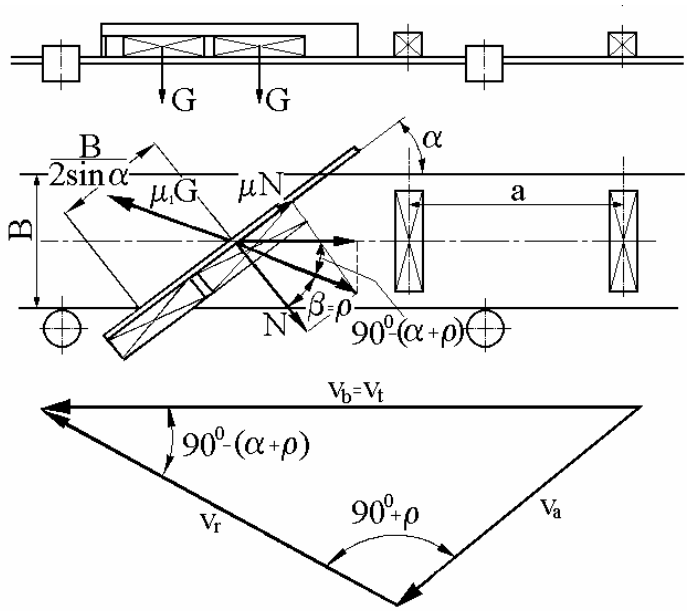


Fig. 2.35 Forţele care acţionează asupra sarcinii la deplasarea sa pe scut.

In figura 2.35, se prezintă schema deplasărilor sarcinii pe scut. La deplasarea sarcinii în lungul scutului asupra sa acționează reacțiunea scutului *N*, forța de frecare a sarcinii pe scut μN dirijată în lungul scutului, opusă vitezei absolute a sarcinii v_a; forța de frecare a sarcinii cu banda $\mu_1 G$, dirijată în aceleaşi sens cu viteza relativă de deplasare a particulei în raport cu banda v_r.

La o viteză constantă de deplasare a sarcinii pe scut aceasta se poate găsi în echilibru. Proiectând forțele care acționează după direcția forței *N* şi după o direcție perpendiculară pe aceasta, se obține.

$$N - \mu_1 G \cdot \cos\beta = 0 \qquad (2.96)$$

$$\mu \cdot N - \mu_1 G \cdot \sin\beta = 0$$

De unde:

$$\mu \cdot \mu_1 \cdot G\cos\beta = \mu_1 G \sin\beta \qquad (2.97)$$

atunci: $\mu = tg\beta$ sau $tg\rho = tg\beta$ rezultă $\rho = \beta$ (2.98)

unde: ρ - unghi de frecare al sarcinii cu bandă.

Pentru ca sarcina să se deplaseze în lungul scutului trebuie îndeplinită condiția:

$$90^0 - (\alpha + \rho) > 0 \text{ rezultă } \alpha < 90^0 - \rho \qquad (2.99)$$

In mod obişnuit unghiul $\alpha = 30^o - 40^o$.

Din triunghiul vitezelor (fig.2.34), rezultă:

$$\frac{v_a}{v_t} = \frac{\sin\left[90^o - (\alpha + \rho)\right]}{\sin(90^o + \rho)} = \frac{\cos(\alpha + \rho)}{\cos\rho} \qquad (2.100)$$

$$v_a = v_t \cdot \frac{\cos(\alpha + \rho)}{\cos\rho}$$

unde: v_t = viteza de transport a sarcinii egală cu viteza benzii v_B.

Timpul de staționare a sarcinii pe scut:

$$t = \frac{B}{2\sin\alpha \cdot v_a} = \frac{B\cos\rho}{2\sin\alpha v_t \cos(\alpha + \rho)} \qquad (2.101)$$

Timpul de alimentare continuă a scutului cu sarcini:

$$t_1 = \frac{a}{v_t} \tag{2.102}$$

Pentru o funcționare normală a transportorului este necesar ca $t_a > t$, de unde rezultă:

$$a \geq \frac{B}{2\sin\alpha} \cdot \frac{\cos\rho}{\cos(\alpha + \rho)} \tag{2.103}$$

unde: a - distanța dintre două sarcini consecutive.

In legătură cu cele prezentate, pentru ca forța de frecare a sarcinii pe bandă să tindă să o deplaseze în direcția descărcării, este necesar a verifica rolele care asigură stabilitatea benzii, sau să se folosească pluguri de descărcare cu două fețe.

3. TRANSPORTOARE CU PLĂCI

3.1. Caracteristici tehnice şi domenii de utilizare

Transportoarele cu plăci fac parte din categoria transportoarelor care au ca organ de tracțiune lanțuri ale căror variante constructive vor fi prezentate în capitolele următoare, elemente purtătoare ale sarcinilor fiind plăcile. Aceste transportoare se utilizează în fabricile de pâine, în laboratoarele de cofetărie şi îndeosebi în industria cărnii, conservelor, laptelui, berii şi vinului, pentru transportul ambalajelor sub formă de cutii, sticle în vederea capsării şi evacuării lor.

Transportoarele cu plăci sunt utilizate, de asemenea, pentru mecanizarea operațiilor de încărcare şi descărcare a vagoanelor, vapoarelor, pentru mecanizarea operațiilor din depozite, ele fiind staționare sau mobile.

Întrucât, în unele cazuri, produsele alimentare transportate sau ambalajele trebuiesc sterilizate, ținând seama de condițiile de lucru, organele purtătoare de sarcină trebuiesc executate din materiale anticorosive.

Transportul sarcinilor în bucăți sau a sarcinilor vărsate se face pe direcție orizontală, înclinată sau trasee combinate, unghiul de înclinare nu trebuie să depăşească unghiul de frecare corespunzător coeficientului de frecare dintre material şi plăci, acesta fiind maxim 30^o-40^o.

Viteza de deplasare a sarcinilor, pentru o funcționare lină a transportului, este de 0,1-0,65 m/s, pentru sarcini vărsate, iar pentru sarcini în bucăți 0,3-0,9 m/s. Viteza de deplasare a sarcinilor se adoptă în corespondență cu necesitățile procesului tehnologic; astfel viteza de transport în industria pâinii nu trebuie să depăşească 0,05-0,1 m/s, pentru transportul ambalajelor de sticlă poate fi 0,2-0,3 m/s, pentru prelucrarea produselor din carne se recomandă 0,2 m/s.

Lungimile de transport pot fi de ordinul metrilor sau a zecilor de metri (cazul transportoarelor cu plăci pentru ambalaje), iar productivităţile variază în limite largi putând atinge valori de 200 t/h pentru sarcini vărsate sau 9000-12000 bucăţi/oră pentru sarcini în bucăţi.

3.2. Construcţia transportoarelor cu plăci

In figura 3.1 este prezentat schematic un transportor cu plăci pentru transportul sarcinilor vărsate, al cărui organ de tracţiune este constituit din două lanţuri articulate cu eclise, bolţuri, bucşe şi role 4, de care sunt prinse plăcile 7. Antrenarea lanţului se realizează cu două perechi de roţi profilate 3 şi 9. Întinderea lanţului se realizează cu ajutorul dispozitivului de întindere cu şurub 10. Rolele lanţului ghidează pe şinele 6 şi 13 susţinute de construcţia metalică 5. Alimentarea se realizează prin pâlnia 8, iar golirea în buncărul 2, de unde materialele sunt evacuate prin gura de evacuare 14. Acţionarea arborelui 18, pe care sunt montate roţile de lanţ 3, se realizează cu ajutorul unui grup motor19, reductor 20, cuplaj 21, o treaptă de angrenare deschisă 16.

Cadrul transportorului 1 se execută din profile laminate de oţel (L sau U) şi tablă, din sectoare care se asamblează prin şuruburi.

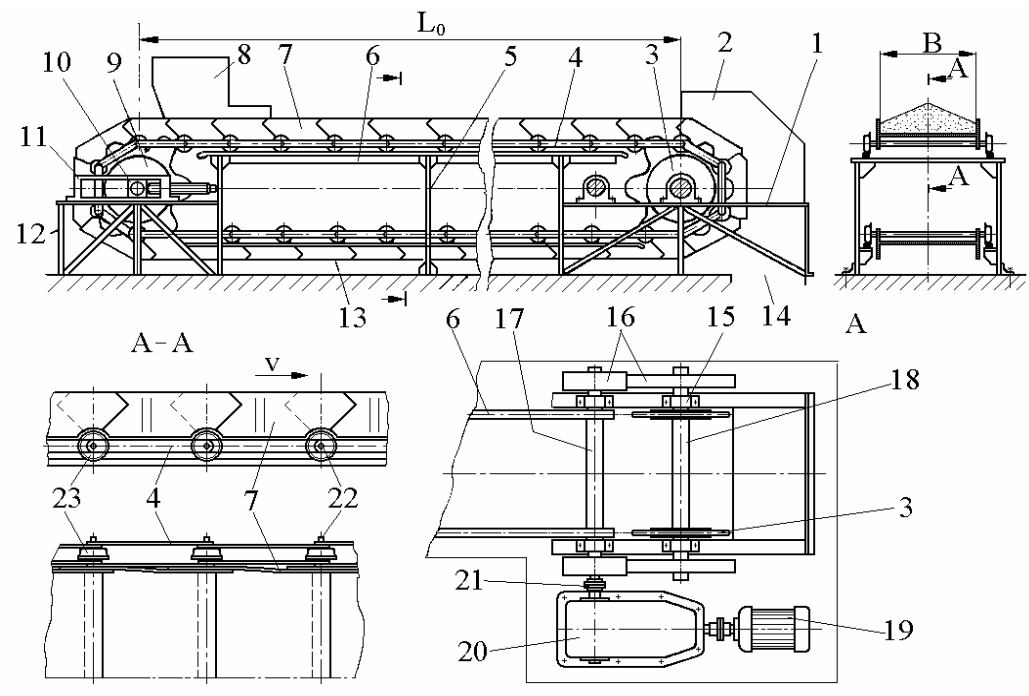
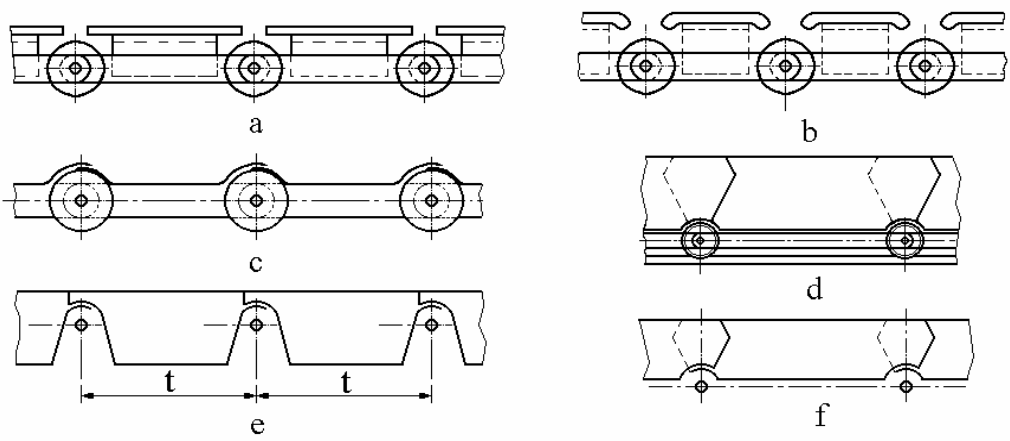


Fig. 3.1 Transportor cu plăci.



Plăcile executate din oțel, mai rar din lemn, se montează cu distanțe între ele în cazul transportului sarcinilor unitare (fig.3.2 a şi b), sau se suprapun formând un tablier continuu (fig.3.2 c, d, e şi f) în cazul materialelor vărsate. In cazul în care se urmăreşte creşterea productivității transportorului, plăcile sunt prevăzute cu pereți laterali (fig.3.2 d, e şi f). Plăcile se fixează prin corniere la eclisele interioare ale lanțului.

Unghiuri mari de înclinare ale transportorului se realizează prin folosirea de plăci ondulate adânci sau cu cutii (fig.3.2.e). La aceste tipuri de plăci înălțimea medie a bordurilor se consideră ca fiind raportul dintre suprafața laterală a unei borduri şi lungimea pasului lanțului. Lățimea plăcilor B este cuprinsă între 400 şi 1600 mm, cu aceleaşi intervale ca şi în cazul benzilor textile cauciucate. Înălțimea bordurilor, h, are valori între 100-300 mm, frecvent luându-se h=B/2.

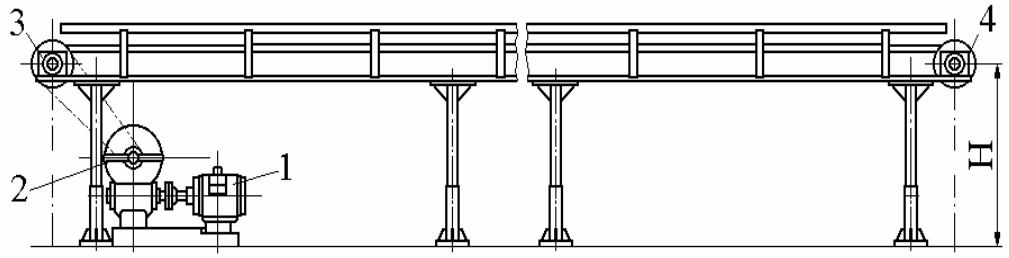


Fig. 3.3 Transportor cu plăci pentru ambalaje

In figura 3.3 se prezintă o vedere de ansamblu a unui transportor cu plăci

pentru transportul ambalajelor de sticlă cu capacitate 0,25; 0,5; 0,8 şi 1 l. La o viteză a lanțului de 0,2 m/s productivitatea transportorului este de 9000 bucăți pe oră, iar la o viteză de 0,3 m/s productivitatea creşte la 12000 bucăți pe oră. Lungimea maximă a unui transportor acționat de un singur electromotor poate atinge 40 m.

Subansamblele importante ale transportorului sunt: electromotorul 1, reductorul 2, grupul de acționare 3, grupul de întoarcere 4.

Acționarea transportorului se realizează cu electromotoare cu o putere de 0,6; 1; 1,7; 2,8 kW în funcție de lungimea acestuia.

In figura 3.4 este prezentat mecanismul pentru automatizarea divizării fluxului ce vine pe direcția A, în două părți, una după direcția CB şi alta după direcția CD. Organul de lucru al mecanismului este o placă divizoare 5 cu geometrie specială care venind în contact cu sticlele le roteşte în jurul axei lor proprii. Funcționarea stabilă a distribuitorului este posibilă numai când se păstrează o distanță constantă între sticle. La funcționarea continuă rotația distribuitorului după direcția cadrului se realizează după două sticle.

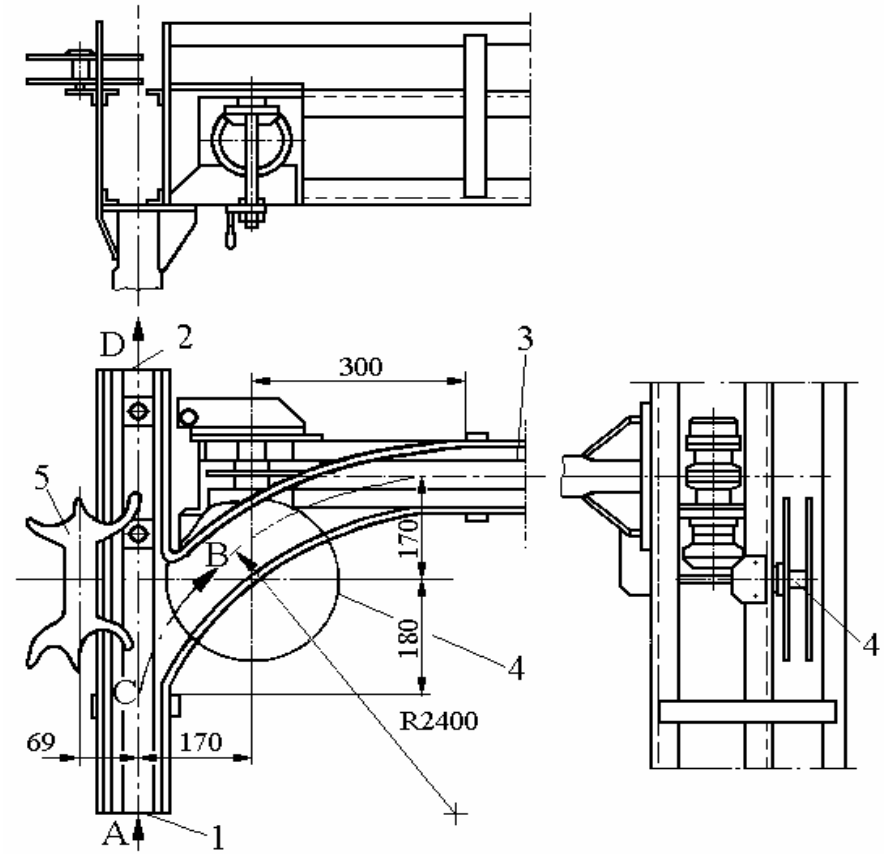
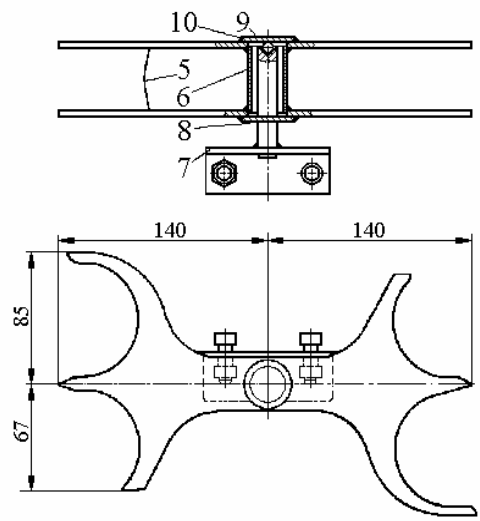


Fig. 3.4 Mecanismul pentru automatizarea divizării fluxului.



In figura 3.5 este prezentată placa divizoare şi montajul acesteia.

Semnificaţia notaţiilor din figura 3.5 sunt: 5 - placă divizoare; 6 - piesă de legătură; 7 - colţar; 8 - bolţ; 9-plăcuţă; 10-bilă.

In figura 3.6 se arată construcţia discului rotitor al mecanismului de distribuţie a sticlelor şi forma verigilor lanţului care prin cuplare formează postamentul pe care se aşează sticlele.

Fig. 3.5 Placa divizoare

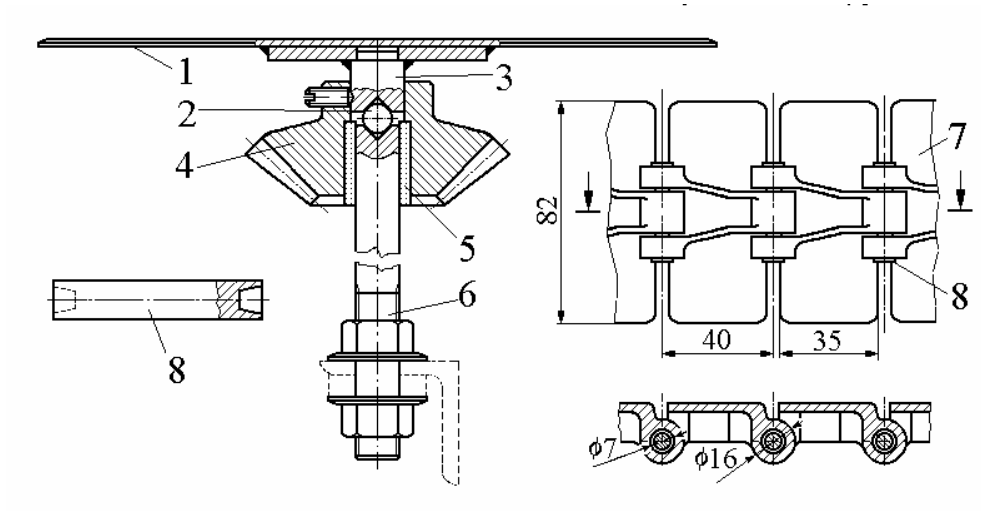


Fig. 3.6 Montajul discului rotitor.
1 - disc; 2-bilă; 3-fus; 4-roată dinţată conică; 5-bucşă; 6-ax vertical, 7-veriga lanţului, 8-bolţ.

In figura 3.7 este prezentat mecanismul de distribuţie, care împarte şirul de sticle în două părţi, ce se deplasează în direcţii opuse, perpendiculare pe direcţia iniţială.

El se compune din discurile rotitoare 3, montate la intersecţia transportorului principal 1 cu transportorul 2 perpendicular pe acesta; dispozitivul distribuitor 7; arborii 6 şi 5 pe care se află montate roţi dinţate conice şi roţi de lanţ pentru a se

transmite mişcarea de la transportorul principal la cel secundar. Întregul mecanism se sprijină pe suportul 4. Organele principale de lucru sunt divizorul 7 care se roteşte în jurul axei proprii a sticlei şi cele două discuri rotitoare 3 care dirijează sticlele pe unul din transportoarele 2, care sunt dispuse unul contra celuilalt.

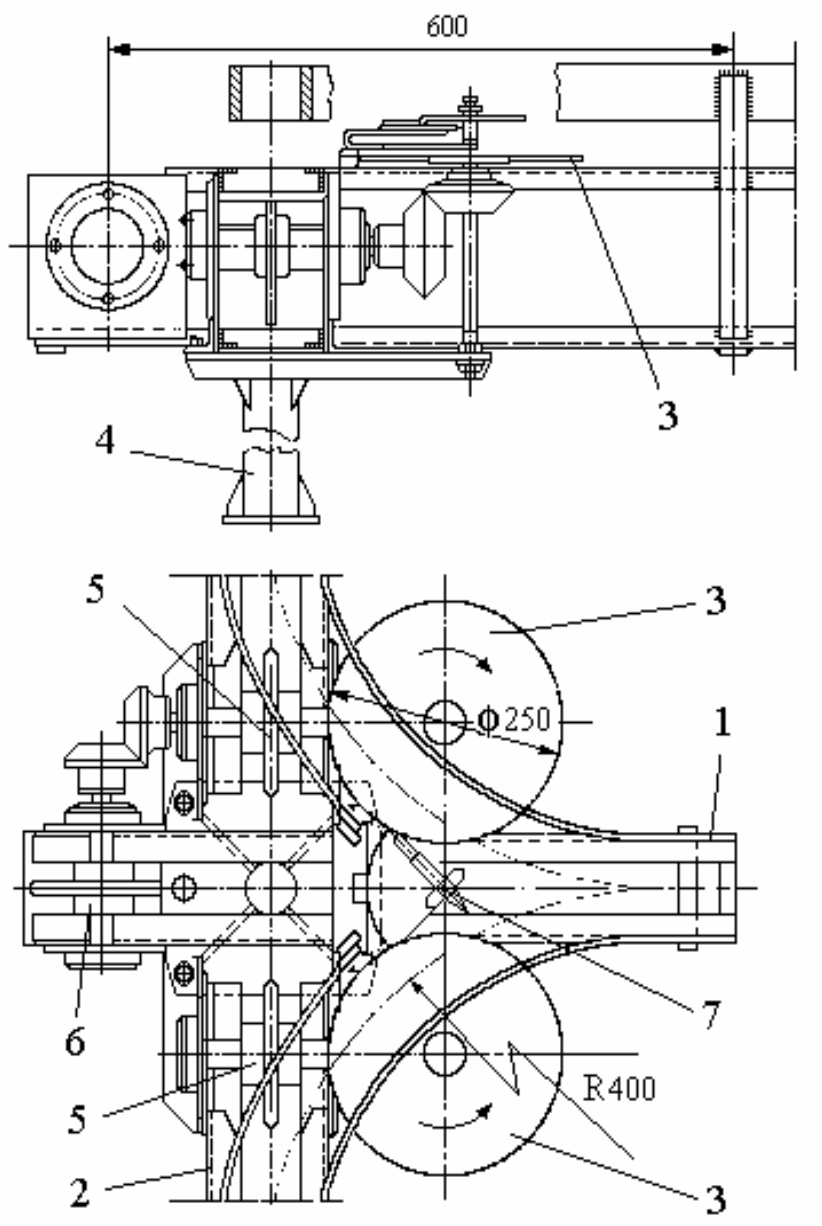


Fig. 3.7 Mecanismul de distribuție al sticlelor

In figura 3.8 este prezentată construcţia ansamblului arborelui de acţionare a transportorului. Arborele 1 primeşte mişcarea de la electromotor prin intermediul unei transmisii mecanice cu lanţ ce antrenează roata de lanţ 2 montată pe butucul discului 3 a cuplajului cu bile. Elasticitatea transmisiei se realizează cu ajutorul arcurilor 4 a căror rigiditate poate fi reglată cu ajutorul piuliţei 5. Prin intermediul roţii dinţate conice 6 se transmite mişcarea discului rotitor. Această construcţie protejează ambalajele de sticlă împotriva distrugerii; astfel la apariţia întâmplătoare a unei rezistenţe excesive la rotirea discului sau într-un alt punct al transportorului, bilele 7 încep să alunece pe suprafaţa discului 8 şi se întrerupe transmiterea mişcării la

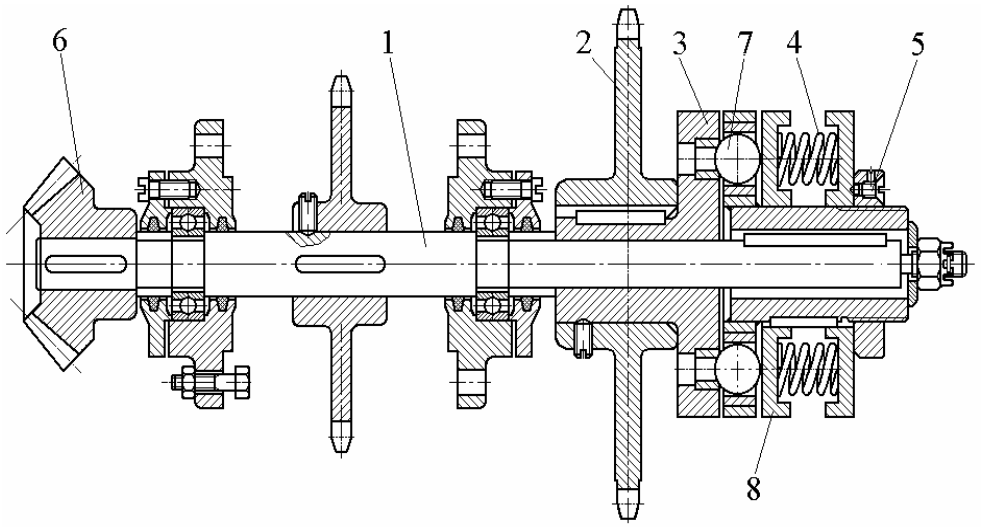


Fig. 3.8 Ansamblul arborelui de acţionare.

arborele 1.

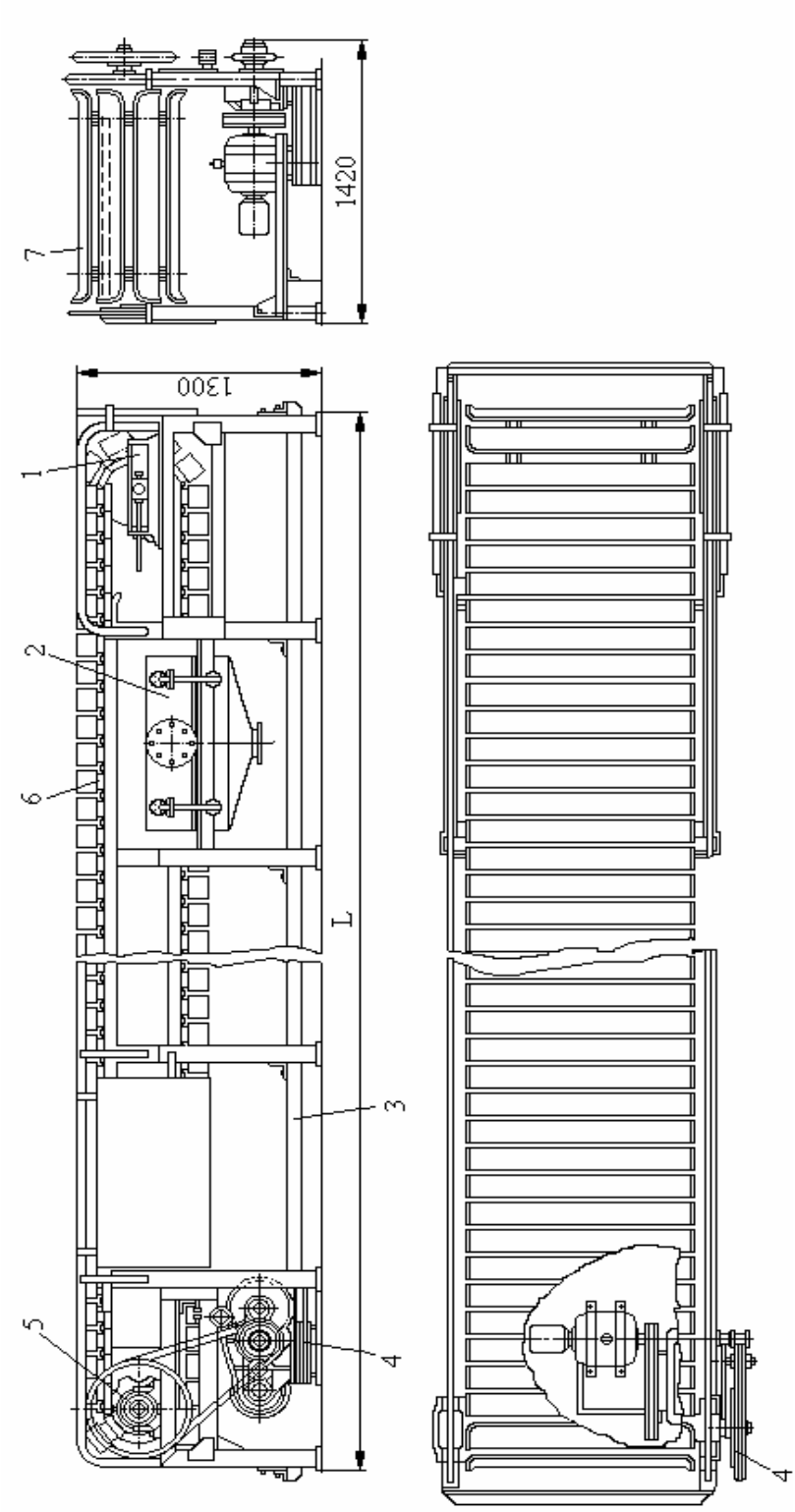
In figura 3.9 se prezintă construcţia unui transportor cu plăci utilizat în combinatele de carne pentru transportul cu o viteză de 0,2 m/s a cărnii şi a altor produse intermediare prelucrate din carne.

Principalele părţi componente sunt: 1 - mecanism de întindere; 2-sterilizator; 3 - şasiul transportorului; 4-mecanism de acţionare; 5-lagăr roată de acţionare; 6 şi 7 - plăci. In timpul transportului se produc secţionări şi controale interne a unei mari părţi a animalului tăiat astfel încât la execuţia acestor transportoare se va ţine seama de următoarele particularităţi de exploatare.

Plăcile ce vin în contact cu produsele alimentare se vor executa din oţeluri inoxidabile cu grosime de 5 mm. Electromotorul şi reductorul trebuie să se afle la o înălţime de până la 2 m de podea pentru a le proteja de pătrunderea umezelii.

Toate elementele transportorului şi în special batiul se execută din profile

metalice şi ansamble separate care sunt dispuse la aceeaşi distanţă de podea pentru a



putea fi cu minuțiozitate curățate şi spălate. In sfârşit la exploatarea acestor transportoare se va folosi un sterilizator obişnuit pentru tratarea plăcilor transportorului cu apă fierbinte. In sterilizator se află patru tuburi perforate pe care circulă apă fierbinte la temperatura de 65°C. Debitul de apă este de 1300 dm^3/h, iar debitul aburului este 14 kg/h.

3.3 Parametrii caracteristici ai transportoarelor cu plăci

Productivitatea transportorului cu plăci, în cazul transportului materialelor mărunte, se calculează cu relația:

$$\Pi_m = 3600 A \cdot \rho \cdot v \cdot \psi \quad [t/h] \tag{3.1}$$

unde:

A - aria secțiunii transversale prin material [m^2];
ρ - densitatea materialului transportat [t/m^3];
v - viteza transportorului [m/s];
ψ - coeficient de umplere.

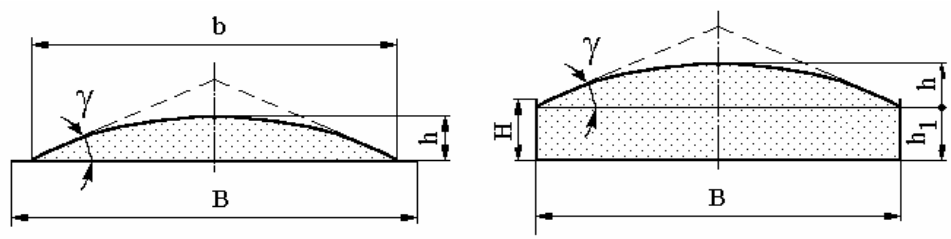


Fig. 3.10 Secțiune prin material: a - plăci plane, b - plăci cu borduri laterale.

La transportoarele cu suprafață de aşezare plană, fără borduri laterale (fig.3.10 a) aria secțiunii transversale se calculează cu relația:

$$A = \frac{2}{3} b \cdot h \tag{3.2}$$

Dar b = 0,8 B.

$$h \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{b}{2} tg\varphi = 0{,}2\, B\, tg\varphi$$

iar

$$A = 0{,}107 B^2 \cdot tg\varphi \tag{3.3}$$

Introducând expresia ariei, relația (3.3), în relația (3.1) se obține:

$$\Pi_m = 385{,}2 \cdot B^2 \cdot tg\varphi \cdot \rho \cdot v \cdot \psi \qquad \text{[t/h]} \tag{3.4}$$

Deoarece productivitatea este o caracteristică tehnică a transportorului, folosind relația (3.4) se poate determina lățimea plăcilor plane fără borduri laterale:

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_m}{385{,}2 \cdot tg\varphi \cdot \rho \cdot \psi}} \quad \text{[m]} \tag{3.5}$$

unde: φ - unghiul de taluz al materialului.

Valoarea coeficientului de umplere este dependentă de unghiul β, de înclinare al transportorului. Astfel pentru $\beta < 10^o$, ψ =1; pentru $\beta < 10^o$-20^o, ψ =0,9-0,85; pentru $\beta > 20^o$, ψ = 0,85-0,9.

In cazul transportoarelor cu plăci cu pereți laterali (fig.3.10 b) aria secțiunii transversale va fi:

$$A_1 = B \cdot h_1 + \frac{B^2}{4} tg\varphi \tag{3.6}$$

Considerând h_1=0,8 H, iar $H \sim B/2$ rezultă h_1=0,4 B, iar aria secțiunii va fi:

$$A_1 = 0{,}4B^2 + \frac{B^2}{4} tg\varphi = \frac{B^2}{4}\left(1{,}6 + tg\varphi\right) \tag{3.7}$$

Introducând expresia ariei, relația (3.7), în relația (3.1) se obține:

$$\Pi_m = 900 B^2 \left(1{,}6 + tg\varphi\right) \rho \cdot v \cdot \psi \qquad \text{[t/h]} \tag{3.8}$$

Utilizând relația (3.8) se poate determina lățimea plăcilor cu borduri laterale:

$$B = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{\Pi_m}{\left(1{,}6 + tg\varphi\right) \rho \cdot v \cdot \psi}} \qquad \text{[m]} \tag{3.9}$$

Lățimea plăcilor are valori cuprinse între 400 şi 1600 mm, cu aceleaşi intervale ca şi la benzile textile cauciucate. Înălțimea bordurilor are valori cuprinse

între 100 şi 320 mm. Foarte frecvent se ia $H \sim B/2$.

In tabelul 3.1. sunt prezentate orientativ dimensiuni ale înălțimii pereților plăcilor (H) în funcție de lățimea acestora (B).

Tabelul 3.1 – Inălțimea plăcilor în funcție de lățimea B

B [mm]	H [mm]					
400	100	125	160	-	-	-
500	100	125	160	200	250	-
650	100	125	160	200	250	320
800	100	125	160	200	250	320
1000	100	125	160	200	250	320
1200	100	125	160	200	250	320
1400	100	125	160	200	250	320
1600	100	125	160	200	250	320

Pentru sarcini în bucăți, productivitatea se poate calcula cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6 \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{d} \cdot v \qquad \text{[t/h]} \tag{3.10}$$

unde: G - greutatea sarcinii transportate [N];

d - distanța dintre două sarcini constructive [m];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

v - viteza de transport [m/s].

In cazul sarcinilor în bucăți, lățimea plăcilor se ia cu 0,1-0,2 m mai mare decât dimensiunea maximă a sarcinii transportate.

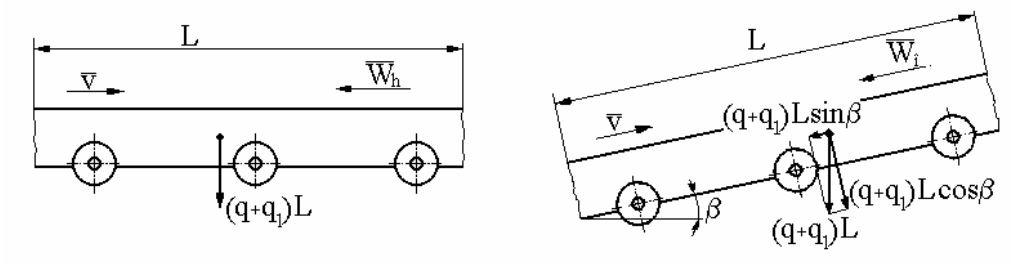
Viteza transportorului este cuprinsă între 0,2 şi 0,8 m/s, rar atinge 1 m/s, deoarece la viteze mai mari decât 1 m/s apar sarcini dinamice însemnate.

3.4. Rezistențele la deplasare

Pentru determinarea forței ce apare la periferia roții de lanț de acționare este necesar să se determine rezistențele care se opun deplasării sarcinii de-a lungul întregului circuit al transportorului.

Pentru aceasta se împarte întreg traseul transportorului în sectoare rectilinii şi curbilinii, se calculează rezistențele la deplasare pe fiecare sector şi apoi aplicând

metoda prezentată la § 2.7, la fel ca la transportoarele cu bandă, se determină forța în ramura ce se înfășoară pe roata de acționare, S_i, considerând că forța în ramura ce se desfășoară de pe roata de acționare, S_d, are valori cuprinse între 1500 și 2500 N, forță ce se realizează cu ajutorul dispozitivului de întindere al lanțului.



a) b)

Fig. 3.11 Forțele care acționează asupra materialului de pe un tronson cu lungimea

Rezistența la deplasare pe sectoarele rectilinii orizontale încărcate W_{hi} (fig.3.11a) se determină cu relația:

$$W_{hi} = (q + q_1) \cdot L \cdot w \quad [\text{N}] \tag{3.11}$$

unde: q - greutatea sarcinii transportate raportată la 1 m de lanț [N/m];

q_1- greutatea unui metru liniar de lanț, inclusiv plăcile [N/m],(tabel 3.2);

L - lungimea tronsonului considerat [m];

w - coeficient de rezistență la deplasare.

Sarcina q este dată de relația:

$$q = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \quad [\text{N/m}] \tag{3.12}$$

unde: Π_m - productivitatea transportorului [t/h];

g – accelerația gravitațională [m/s^2];

v – viteza de transport [m/s].

Tabelul 3.2 Recomandări privind greutatea pe metru liniar a lanțului cu plăci

B[mm]	q_1 [N/m]
400	200-300
600	400-700
800	500-800
1000	700-1000
1200	800-1200

Sarcina q_1 nu se poate determina decât după alegerea tipului de placă. Pentru calcule preliminare se poate folosi relația:

$$q_1 = 600B + A \quad [\text{N/m}] \tag{3.13}$$

unde: B - lățimea plăcii [m];

A - coeficient în funcție de tipul şi lățimea plăcii, indicat în tabelul 3.3.

Tabelul 3.3 Valorile coeficientului A

Tipul tăblierului	Lățimea B [m]					
	0,4-0,5		0,65-0,8		mai mare ca 0,8	
	plăci fără borduri	plăci cu borduri	plăci fără borduri	plăci cu borduri	plăci fără borduri	plăci cu borduri
Tip uşor (materiale mărunte, densitate mică	35	40	45	50	60	70
Tip mediu (materiale în bucăți mijlocii, densitate medie)	50	60	60	70	85	100
Tip greu (materiale grele în bulgări)	70	80	100	110	130	150

Ținând seama că deplasarea se face pe role, coeficientul de rezistență la deplasare se poate calcula cu relația:

$$w = \frac{2f + \mu'\delta}{D} \cdot \beta \tag{3.14}$$

unde: f - brațul forței de rostogolire [mm];

β - coeficient ce ține seama de frecarea rolelor cu ghidajele (β = 1,2-1,3);

μ'- coeficient de frecare în articulația lanțului, între bucşă şi bolț;

δ - diametrul bolțului articulației sau a bucşei rolelor [mm];

D - diametrul rolelor lanțului [mm].

Deoarece acest coeficient depinde de dimensiunile rolei lanțului şi de dimensiunile bolțului acesteia, pentru calcule preliminare, valoarea coeficientului *w*, în funcție de condițiile de lucru, se poate adopta din tabelul 3.4.

Tabelul 3.4 Valori recomandate pentru coeficientul rezistenței la deplasare *w*.

Condiții de lucru	μ'		f [mm]	w	
	lagăre de alunecare	lagăre cu rulmenți		lagăre de alunecare	lagăre cu rulmenți
Uşoare	0,1-0,15	0,01-0,015	0,6	0,06-0,08	0,025-0,03
Medii	0,15-0,2	0,015-0,02	0,8	0,08-0,1	0,03-0,04
Grele	0,2-0,25	0,03-0,04	1	0,1-0,13	0,045-0,06

In cazul în care ramura transportorului este descărcată, rezistența la deplasare pe tronsoane orizontale W_{hd} se calculează cu relația:

$$W_{hd} = q_1 \cdot L \cdot w \qquad [\text{N}] \tag{3.15}$$

Pe sectoarele rectilinii înclinate încărcate (fig.3.11 b), rezistența la deplasare se calculează cu relația:

$$W_i = (q + q_1) L \cdot \cos\beta \cdot w \pm (q + q_1) L \cdot \sin\beta \quad [\text{N}] \tag{3.16}$$

Pentru sectoarele înclinate descărcate, rezistența la deplasare se calculează cu relația:

$$W_d = q_1 L \cdot \cos\beta \cdot w \pm q_1 L \cdot \sin\beta \quad [\text{N}] \tag{3.17}$$

Semnul (+) corespunde cazului în care sarcina urcă, semnul (-) corespunde cazului în care sarcina coboară, iar *L* reprezintă lungimea sectorului înclinat în m.

Rezistența la înfăşurare pe organul de ghidare (abatere fig. 3.12) se poate determina cu relația:

$$W_g = R \cdot \frac{d}{D} + \left(S_i' + S_d'\right) \cdot \frac{\mu' \cdot \delta}{D} \tag{3.18}$$

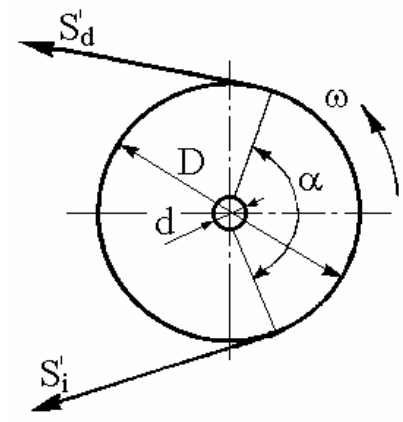


Fig. 3.12 Forțele în lanț în cazul roții de ghidare

$$R = \sqrt{\left(S_i^{'}\right)^2 + \left(S_d^{'}\right)^2 - 2S_i^{'} \cdot S_d^{'} \cdot \cos\alpha} \qquad (3.19)$$

$$S_d^{'} = K_g \cdot S_i^{'} \qquad (3.20)$$

unde: R – rezultanta forțelor din cele două ramuri [N];

$S_i^{'}$ - forța în ramura ce se înfăşoară pe organul de ghidare [N];

$S_d^{'}$ - forța în ramura ce se desfăşoară de pe organul de ghidare [N];

d – diametrul fusului roții de lanț [mm];

D - diametrul roții de lanț [mm];

δ - diametrul bolțului lanțului [mm];

μ - coeficient de frecare în lagărul roții de lanț;

μ' - coeficient de frecare în articulația lanțului;

α - unghiul de înfăşurare al lanțului pe roata de lanț;

K_g - coeficient de rezistență la înfăşurare pe organul de ghidare; K_g = 1,03-1,1.

Rezistența la înfăşurare pe roata de lanț de acționare se calculează cu relația:

$$W_a = \left(S_i - S_d\right) \cdot \frac{\mu^{'} \cdot \delta}{D} = K_a \left(S_i - S_d\right) \qquad (3.21)$$

unde: $S_{\hat{i}}$ - forța în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare [N];

S_d - forța în ramura ce se desfăşoară de pe roata de acționare [N].

In cazul roților de acționare nu se ține seama de frecarea produsă în lagărele roții, deoarece nu influențează forța care soloicită lanțul, ca în cazul roților de ghidare. Se va ține seama de frecarea din lagăre la calculul randamentului global al transmisiei.

Raportul $(\mu^{'} \cdot \delta)/D$, ține seama de frecarea din articulația lanțului şi se numeşte coeficient de rigiditate la înfăşurare, K_a=0,01-0,02.

Forța din ramura ce se desfăşoară de pe roata de acționare trebuie să dea întinderea de montaj necesară pentru asigurarea unui mers liniştit, a unei săgeți admisibile a lanțului precum şi pentru a evita căderea lanțului de pe roată.

Pentru a se realiza aceste cerințe se adoptă în calcule pentru S_d valori de 1500-2500 N, care se realizează cu ajutorul dispozitivelor de întindere ale lanțului.

3.5. Alegerea motorului de acționare şi verificarea la demaraj

Puterea necesară motorului de acționare corespunzătoare perioadei de regim se determină cu relația:

$$P_{nec} = \frac{F_p \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{3.22}$$

unde: F_p- forța la periferia roții de acționare [N];

v - viteza de transport [m/s];

η - randamentul global al transmisiei mecanice, de la motorul electric la roata de acționare.

$$F_p = S_i - S_d + W_a + S_{din} \tag{3.23}$$

unde: $S_î$ – forța în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare [N];

S_d - forța în ramura ce se desfăşoară de pe organul de acționare [N];

W_a - rezistența la înfăşurare pe roata de acționare [N];

S_{din}- sarcina dinamică ce se dezvoltă la înfăşurarea lanțului pe roată [N].

Forța în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare se determină la fel ca şi la transportorul cu bandă, pornind din punctul în care forța în lanț este minimă (punctul în care lanțul se desfăşoară de pe roata de acționare). Se va împărți traseul transportorului în zone caracteristice şi pentru fiecare punct al traseului rectiliniu se vor scrie ecuații de forma:

$$S_i = S_{i-1} + W_{i-1,i} \tag{3.24}$$

unde: S_i - forța în punctul considerat [N];

S_{i-1} – forța în punctul anterior [N];

$W_{i-1,i}$ - rezistența la deplasare pe tronsonul dintre cele două puncte considerate [N].

Pentru zonele curbe se vor utiliza relațiile (3.20) şi (3.21), iar pentru forța S_d se vor lua valori corespunzătoare celor recomandate la capitolul 3.4.

Considerând că turația roții de acționare este constantă, rezultă că viteza periferică a roții este constantă. Notând viteza periferică a roții v_o (fig.3.13) şi neglijând săgeata lanțului, rezultă că viteza lanțului v_1, are expresia:

$$v_1 = v_0 \cos\varphi = \omega R \cos\varphi \tag{3.25}$$

unde: R - raza de înfăşurare a roţii de lanţ [m];

ω - viteza unghiulară a roţii de lanţ [rad/s];

φ - unghiul de poziţie al dintelui roţii faţă de verticală.

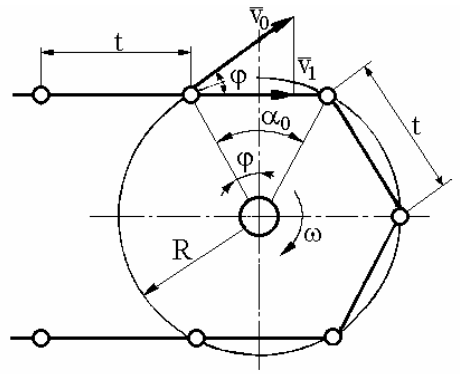


Fig. 3.13 Determinarea acceleraţiei lanţului

Pentru φ = 0, viteza lanţului este maximă şi egală cu viteza periferică a roţii.

Pentru $\varphi = \pm \alpha_o/2$, unde α_o reprezintă unghiul dintre doi dinţi învecinaţi, viteza lanţului va fi minimă şi egală cu:

$$v_{1\min} = \omega R \cos\frac{\alpha_o}{2} \tag{3.26}$$

Acceleraţia lanţului rezultă derivând viteza în raport cu timpul:

$$a_1 = \frac{dv_1}{dt} = \frac{dv_2}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\omega^2 R \sin\varphi \tag{3.27}$$

Acceleraţia lanţului va fi maximă pentru $\varphi = \pm \alpha_o/2$ şi egală cu:

$$a_{1\max} = \pm\omega^2 R \sin\frac{\alpha_o}{2} \tag{3.28}$$

Rezultă că acceleraţia lanţului variază brusc între - a_{1max} şi +a_{1max}, pentru fiecare intrare în angrenare a unei articulaţii. Deci, la intrarea în angrenare a unei articulaţii acceleraţia lanţului are valoarea 2 a_{1max}, iar forţa de inerţie ce se dezvoltă va fi:

$$F_i = 2m \cdot a_{1\max} \tag{3.29}$$

unde m, reprezintă masa elementelor transportorului cu mişcare de translaţie, inclusiv masa sarcinii.

Având în vedere că această sarcină se aplică instantaneu, se va multiplica cu un coeficient dinamic K_d = 2, dar ţinând seama şi de forţa de inerţie ce acţionează la ieşirea din angrenare a articulaţiei, după ce roata a parcurs unghiul α_o, a cărei mărime este - $m\ a_{1\ max}$, rezultă că sarcina dinamică ce apare la angrenarea lanţului cu roata de lanţ va fi:

$$S_{din} = 3m \cdot a_{1\max} \tag{3.30}$$

sau:

$$S_{din} = 3\frac{G}{g}\omega^2 R\sin\frac{\alpha_o}{2} \tag{3.31}$$

Din figura 3.13, rezultă că pasul lanțului *t*, se poate exprima ca fiind:

$$\frac{t}{2} = R\sin\frac{\alpha_o}{2} \tag{3.32}$$

$$S_{din} = \frac{3}{2}\cdot\frac{G}{g}\omega^2\cdot t \tag{3.33}$$

Viteza unghiulară se poate exprima față de viteza lanțului v_1 egală cu viteza transportorului *v*, astfel:

$$v = \frac{z\cdot t\cdot n}{60} = \frac{z\cdot t\cdot\omega}{2\pi} \tag{3.34}$$

unde: *n* - numărul de rotații pe minut ale roții;
z - numărul de dinți ai roții.

$$\omega = \frac{2\pi v}{z\cdot t} \tag{3.35}$$

iar sarcina dinamică va fi:

$$S_{din} = 6\frac{G}{g}\cdot\frac{\pi^2\cdot v^2}{z^2\cdot t} \tag{3.36}$$

Din această relație rezultă că sarcina dinamică crește cu creșterea vitezei lanțului şi cu scăderea numărului de dinți ai roții.

De asemenea pentru *v* = const. şi *z* = const. o creştere a pasului lanțului duce la micşorarea sarcinii dinamice.

După determinarea puterii necesare se va alege un motor electric cu o putere nominală P_n mai mare sau cel puțin egală cu cea calculată P_{nec}, apoi se va verifica motorul ales la demaraj.

Puterea dezvoltată de motor la demaraj se poate determina pe baza relației:

$$P_d = \frac{F_{pd} \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{3.37}$$

unde: F_{pd} - forța la periferia roții de acționare în perioada de demaraj:

$$F_{pd} = F_p + S_{dem} \quad [\text{N}] \tag{3.38}$$

$$S_{dem} = \frac{G}{g} \cdot a \quad [\text{N}] \tag{3.39}$$

$$a = \frac{v}{t_d} \quad \left[\text{m/s}^2\right] \tag{3.40}$$

unde: F_p - forța la periferia roții de lanț de acționare în perioada de regim stabil [N], relația (3.23);

$S_{dem.}$ – sarcina dinamică în perioada demarajului [N];

G - greutatea părților în mișcare (lanț, sarcină, dispozitive de prindere a sarcinilor) [N];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

a - accelerația lanțului [m/s^2];

v - viteza lanțului [m/s];

t_d - timpul de demaraj (t_d = 2 - 3 sec).

Motorul electric ales se verifică la suprasarcină respectându-se condiția:

$$\frac{P_d}{P_n} \leq (1{,}7\text{-}2) \tag{3.41}$$

unde: P_n - puterea nominală a motorului electric.

4. TRANSPORTOARE CU RACLETE

4.1 Principii de funcţionare şi domenii de utilizare

După principiul de funcționare transportoarele cu raclete de încadrează în categoria transportoarelor cu funcționare continuă. Lanțul cu raclete poate fi parțial sau total îngropat în sarcina vărsată care umple parțial secțiunea jgheabului. Sarcina este antrenată de raclete şi deplasată împreună cu acestea, într-un flux continuu, în măsura în care forțele de frecare interne între particule şi forțele de frecare ale sarcinii cu organul de tracțiune învinq rezistența datorată frecării materialului cu peretele jgheabului.

Transportoarele cu raclete se utilizează pentru:

- transportul sarcinilor vărsate în interiorul secțiilor de producție şi între acestea şi depozite;

- transportul sarcinilor cu curgere liberă (gravitațională), descărcarea silozurilor şi umplerea depozitelor;

- dozarea volumică şi amestecarea preliminară a diferiților ingredienți;

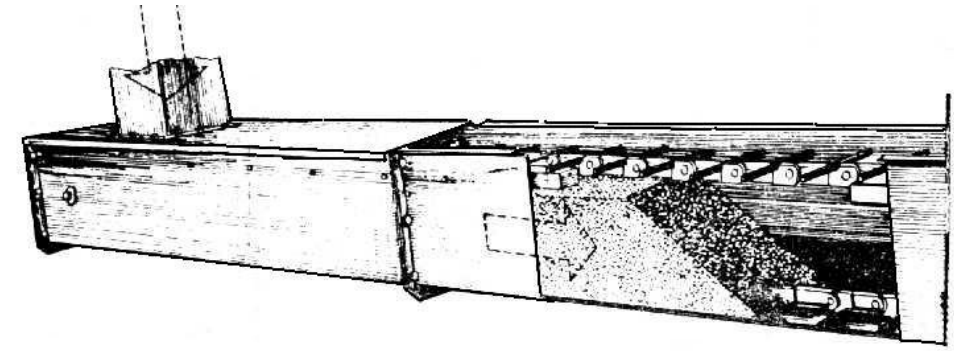
- operații de încărcare descărcare a vagoanelor de cale ferată şi a vapoarelor.

Sarcinile transportate sunt: cereale şi produse prelucrate din acestea; ingredientele nutrețurilor combinate; semințe oleaginoase; malț; sare; zahăr; cafea; cacao etc.

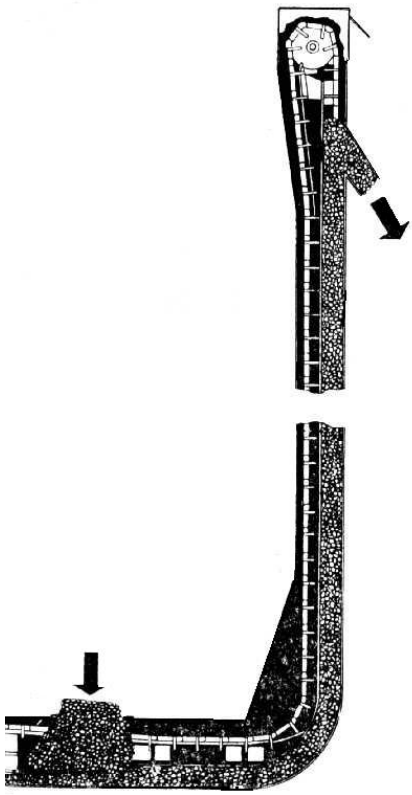
Productivitatea acestor transportoare poate atinge 200 t/h, pentru trasee cu lungimi de până la 100 m. Înălțimea pe verticală a transportoarelor nu depăşeşte 30 m. In funcție de natura sarcinilor şi de productivitate, viteza lanțului poate fi 0,2-0,6 m/s.

Traseele de lucru pot fi variate: traseu orizontal (fig.4.1a); traseu combinat

orizontal cu vertical (fig. 4.1b); traseu înclinat. In cazul traseelor înclinate unghiul de înclinare poate fi 30^o-40^o.



a)



b)

Fig. 4.1 Transportoare cu raclete

Transportoarele cu raclete pot fi staționare sau deplasabile. Cele deplasabile sunt folosite pentru operații de încărcare, descărcare în depozite şi vehicule de transport. Pot funcționa cu diferite unghiuri de înclinare, înclinarea transportorului putându-se regla.

Avantajele acestor transportoare constau în transportul sarcinilor în spații închise fără praf; posibilitatea încărcării şi descărcării gravitaționale, fără folosirea unor dispozitive speciale în diferite puncte pe lungimea transportorului; posibilitatea transportului sarcinilor pe trasee combinate fără supraîncărcarea punctelor în care se modifică sensul de deplasare; rigiditatea construcției jgheabului; simplitatea construcției ansamblelor transportorului, produsele în transportor nu se amestecă şi nu se separă.

Dezavantajele acestor transportoare constau în preț de cost ridicat, consum mare de energie, uzură relativ mare a lanțului deoarece el lucrează fără curgere, scufundat în masa materialului.

4.2. Construcția transportoarelor cu raclete

Construcția unui transportor cu raclete este prezentată în figura 4.2.

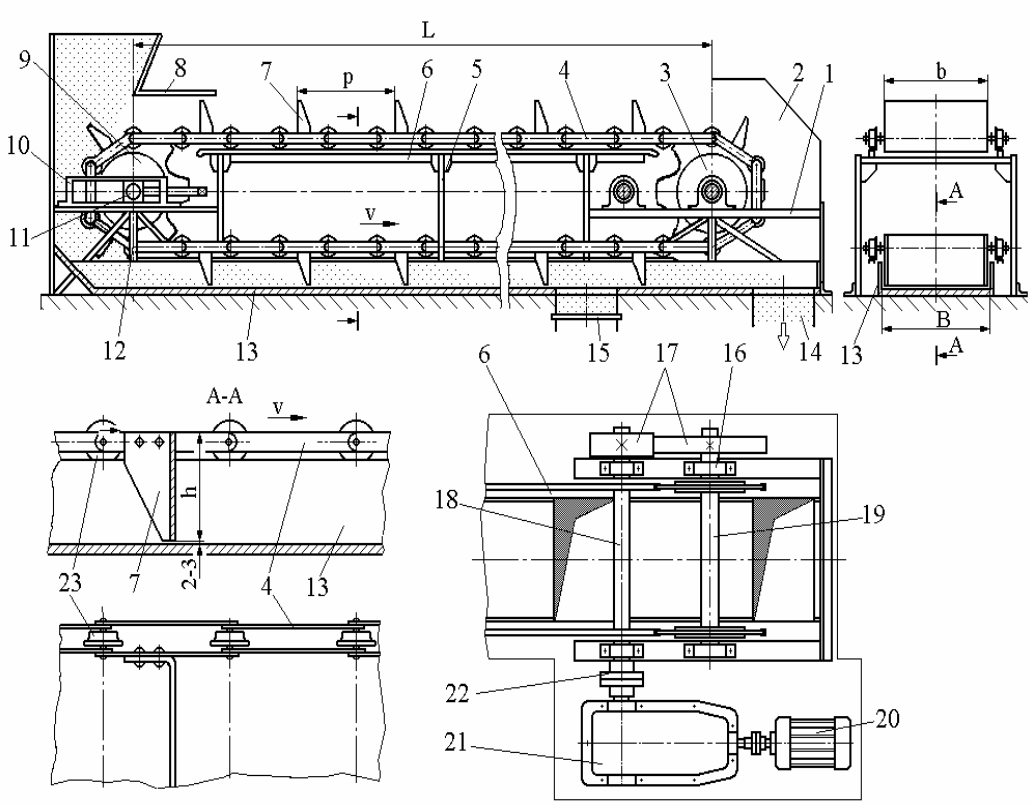


Fig. 4.2 Transportor cu raclete

Transportorul se compune din unul sau două jgheaburi fixate la cadrul 5. Elementul de tracțiune este construit dintr-o pereche de lanțuri 4, la care sunt fixate racletele 7.

Lanțurile înfășoară roțile de lanț motoare 3 şi pe cele de întindere 9. Acționarea roților motoare se realizează prin transmisia mecanică compusă din motor electric 20, reductor 21, cuplajele 22, transmisia cu roți dințate 17 ce antrenează arborele 19 pe care se află roțile stelate motoare, care se execută cu 6 sau 8 dinți. Întinderea lanțului se realizează cu ajutorul dispozitivului de întindere cu şurub 10, care acționează asupra casetelor lagărelor 11, în care se reazemă arborele roților de întindere. Rolele lanțului ghidează pe şinele 6 sudate de profilele U sau L, care la

rândul lor sunt fixate de cadrul transportorului.

Organul de tracțiune este constituit din lanțuri de diferite construcții, în special lanțuri articulate cu eclise şi bucşe sau lanțuri articulate cu eclise bucşe şi role; lanțuri de tracțiune cu zale demontabile turnate sau matrițate pe care se montează racletele. In unele cazuri, racletele sunt forjate împreună cu eclisele lanțului.

In cazul lanțurilor articulate pasul lanțului este de 200-400 mm. Pasul lanțului nefiind egal cu cel al racletelor, lungimea totală a lanțului trebuie să fie un multiplu al pasului racletelor. Pasul racletelor este un multiplu al pasului lanțului, în general pasul racletelor este de două ori pasul lanțului.

Jgheabul de transport, realizat din tronsoane de 4-5 m lungime, are secțiune dreptunghiulară sau trapezoidală. El se construieşte din tablă de oțel de 4-6 mm, în funcție de granulația materialului transportat. Cele cu secțiune trapezoidală au avantajul că micşorează rezistența de deplasare a materialului transportat.

Fundul jgheabului este executat din tablă groasă, pentru a rezista uzurii pe care o produc materialele şi lanțul în timpul transportului. Plăcile de fund se pot înlocui cu uşurință în caz de uzură, fiind prinse cu şuruburi. Pe fundul jgheabului se găsesc montate ramele şuberelor , prin care deversează produsele. Pentru ca lanțul să nu aibă o frecare prea mare pe fundul jgheabului, acesta este susținut şi ghidat de o şină centrală, montată pe fund. Unele raclete ale lanțului sunt prevăzute la distanțe egale, cu un adaos de bandă de cauciuc care se sprijină pe fundul de tablă, în vederea antrenării resturilor de produs din jgheab.

La partea superioară, jgheabul are o şină longitudinală care formează ghidajul şi suportul firului de lanț de întoarcere.

După modul în care lucrează racletele se deosebesc două tipuri de transportoare; transportoare cu raclete în jgheaburi deschise şi transportoare cu raclete în jgheaburi închise.

4.2.1. Transportoare cu raclete în jgheaburi deschise

4.2.1.1. Construcția transportorului

Aceste transportoare pot fi cu un singur lanț sau cu două rânduri de lanțuri, cu raclete dreptunghiulare sau trapezoidale corespunzătoare secțiunii jgheabului (fig.4.3).

Racletele pot avea formă dreptunghiulară sau trapezoidală şi se confecționează din tablă de oțel de 3-8 mm şi se rigidizează cu corniere. Ele se montează pe eclisele interioare ale lanțului în cazul transportoarelor cu două lanțuri sau se montează pe

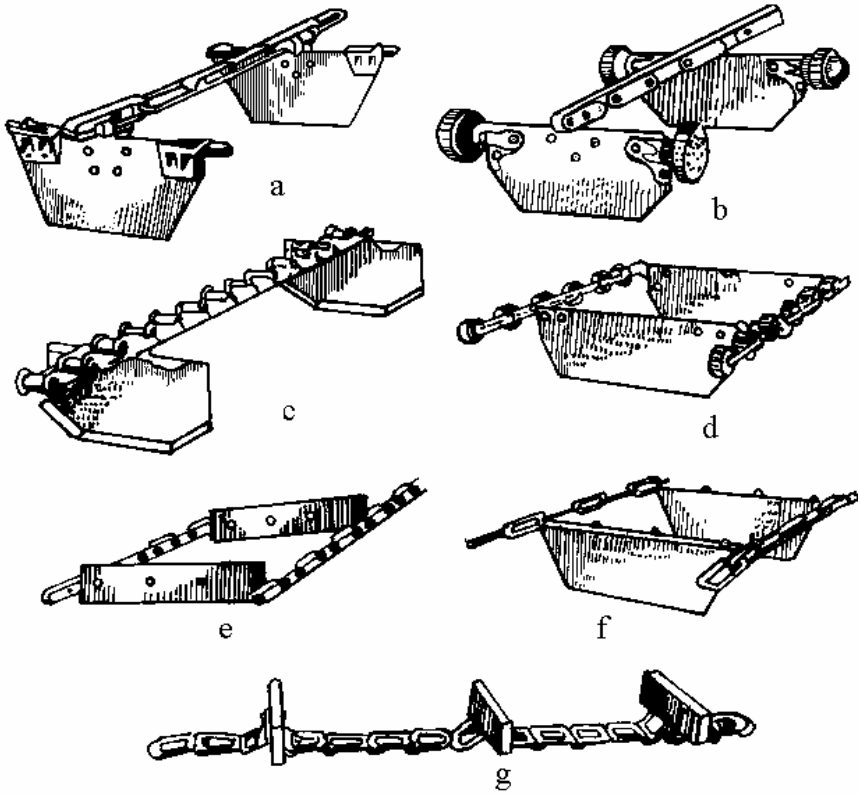


Fig. 4.3 Tipuri de raclete montate pe: a - un lanț cu zale; b - un lanț de tracțiune cu eclise articulate cu bolțuri; c - lanț cu zale turnate articulate cu bolțuri; d - lanț cu eclise, bucşe şi role; g - lanț cu zale forjate; e şi f - eclise montate între două lanțuri cu eclisele

sau zalele lanțului prin intermediul unor plăcuțe în cazul transportoarelor cu un singur lanț.

Racletele pot fi montate asimetric față de lanț în cazul în care o singură ramură de lanț este activă sau simetric în cazul în care ambele ramuri sunt active. Cele mai uzuale sunt racletele dreptunghiulare. Intre raclete, fundul şi peretele jgheabului trebuie să fie un joc de 3-8 mm. Forma racletelor şi dimensiunile lor trebuie să respecte forma şi dimensiunile jgheabului. Lățimea racletelor b = 200 - 1200 mm, iar înălțimea h = (0,4-0,25)b.

In figura 4.4.a este prezentată simplificat construcția unui transportor cu raclete în jgheaburi deschise cu un singur rând de lanț, ramura inferioară fiind cea activă.

In figura 4.4 b şi c este prezentată o vedere laterală a jgheabului cu raclete trapezoidale pentru ramură inferioară respectiv superioară activă; iar în figurile 4.4 d şi 4.4 e pentru jgheaburi de lemn respectiv metalice cu raclete dreptunghiulare cu ambele ramuri active.

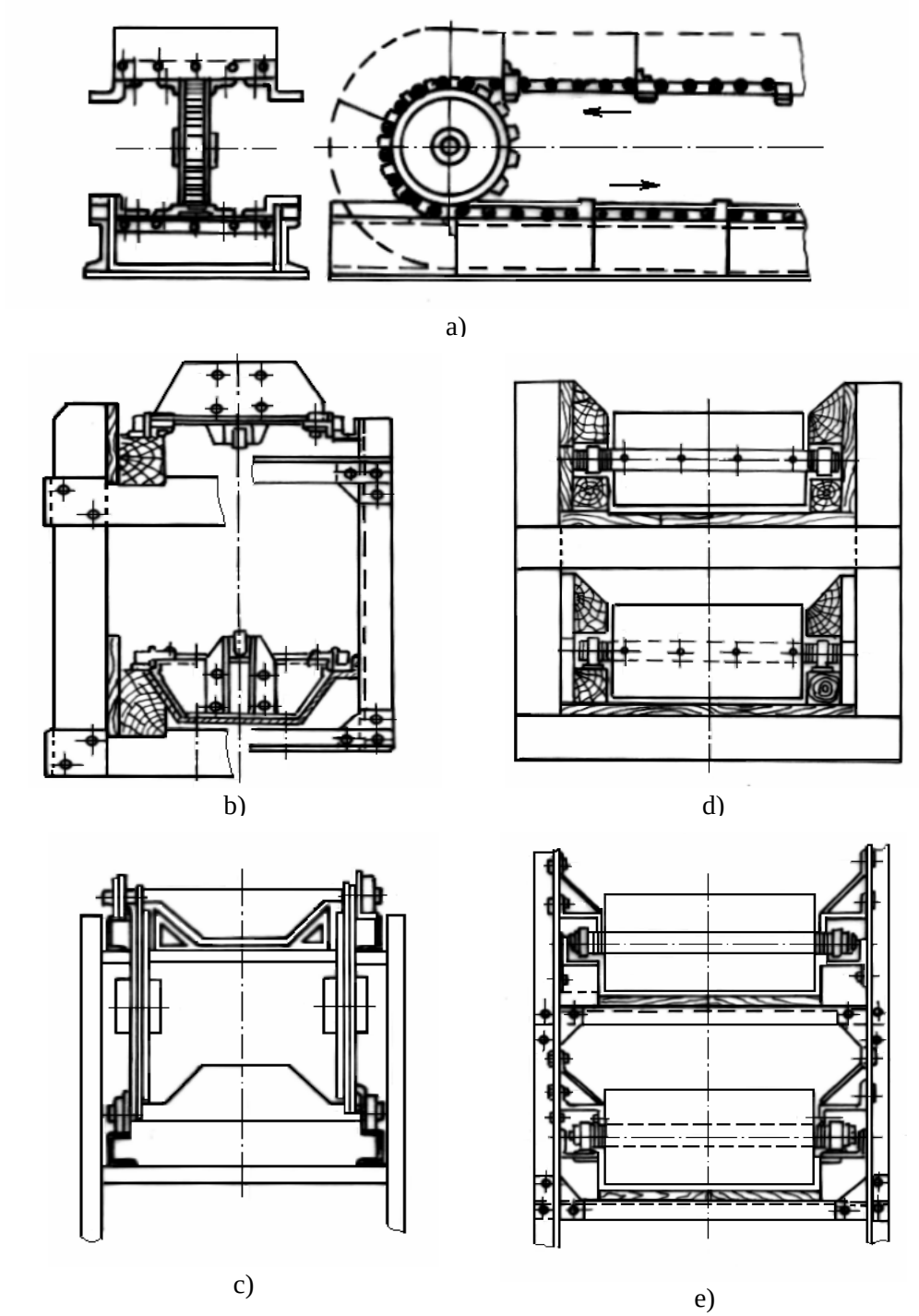


Fig. 4.4 Transportor cu raclete în jgheaburi deschise cu un singur rând de lanț

Lățimea jgheabului are dimensiuni în funcție de natura materialului transportat. La transportoarele cu un lanț, lățimea jgheabului trebuie să fie mai mare de 3-3,6 ori decât cea mai mare dimensiune transversală a sarcinilor dar nu mai mică decât de 5 ori dimensiunea transversală medie a sarcinilor.

La transportoare cu două lanțuri lățimea jgheabului trebuie să fie de 2-2,5 ori mai mare decât cea mai mare dimensiune transversală a sarcinilor şi de 3-4 ori mai mare decât dimensiunea medie a sarcinilor.

In figura 4.5.a este prezentat ansamblul arborelui de acționare a unui transportor pentru transportul produselor rezultate după tescuire, în fabricile de prelucrare a strugurilor. Viteza lanțului cu raclete este de 0,3 m/s. In figura 4.5.b este prezentată o vedere a lanțului cu raclete.

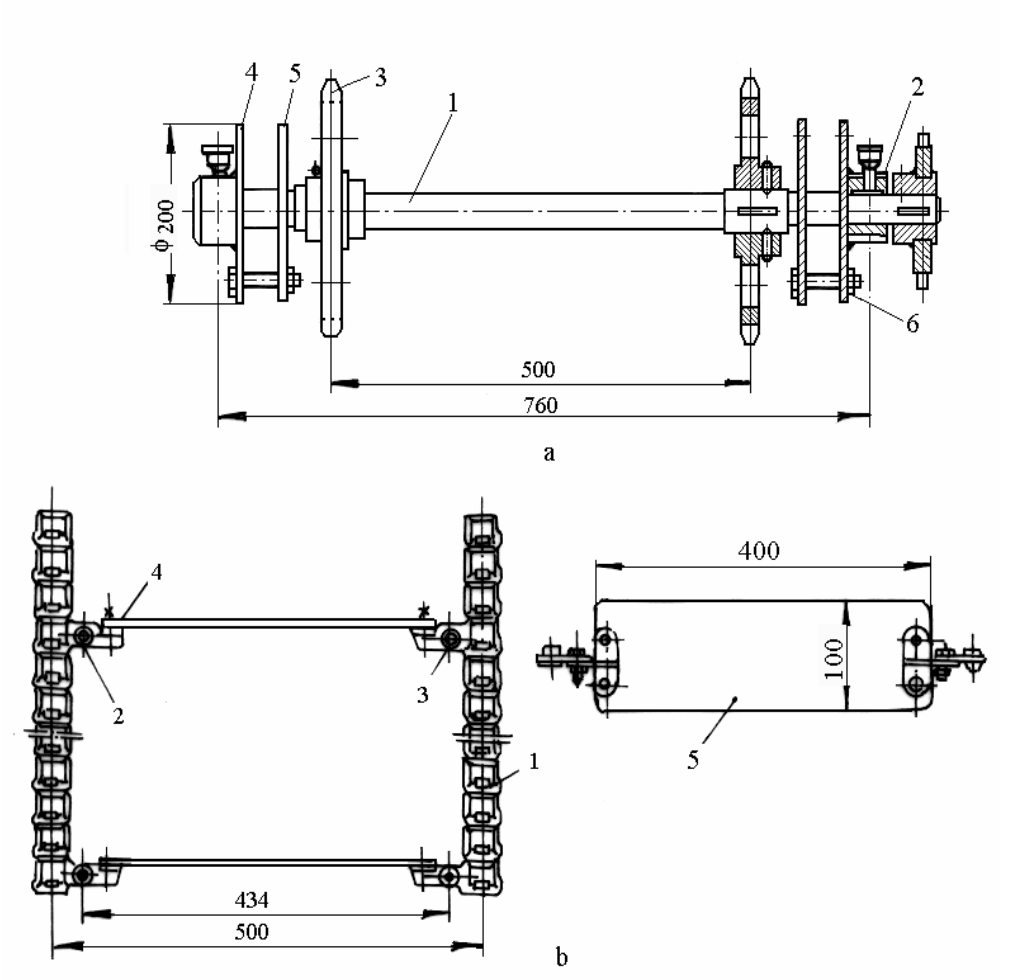


Fig. 4.5 Ansamblu arbore de acționare al unui transportor cu raclete

Semnificația notațiilor din figura 4.5.a, este următoarea: 1 - arbore; 2-lagăr; 3-roată de lanț; 4-disc fixat prin sudură de lagăr; 5 -disc; 6-bolț pentru legătura discurilor cu căptuşeala de lemn a transportorului; iar în figura 4.5.b : 1 -lanț cu zale; 2-za de lanț cu ureche dreaptă; 3-za de lanț cu ureche stânga; 4-plăcuță; 5-racletă din mesteacăn sau stejar.

4.2.1.2. Calculul principalilor parametri

Un parametru principal al acestor transportoare este productivitatea, care este o caracteristică tehnică şi se calculează pe baza notațiilor din figura 4.6, unde este prezentată o secțiune transversală prin materialul aflat între raclete, cu următoarea relație:

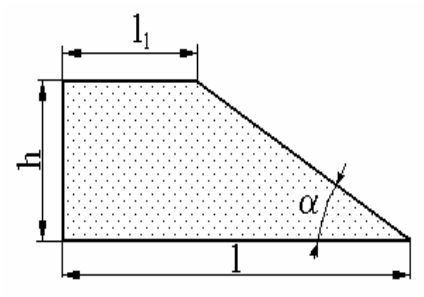


Fig.4.6 Secțiune transversală prin materialul aflat între raclete.

$$\Pi_m = 3{,}6\frac{l_1 + l}{2} \cdot h \cdot b \cdot \rho \cdot v \cdot \frac{1}{a} \text{ [t/h]} \qquad (4.1)$$

unde: $\frac{l_1 + l}{2} \cdot h \cdot b$ - reprezintă volumul de material deplasat de o singură racletă [m^3];

l - se ia în funcție de h; l = (2-5)h;

b - lățimea racletei în [m]; b =(2-5)h;

h - înălțimea racletei în [m], mărime ce se dă;

α – unghiul de aşezare al materialului, care se consideră adesea 0,7-0,8 din unghiul de taluz natural;

ρ - densitatea materialului în [kg/m^3];

v - viteza de deplasare în [m/s]; viteza lanțului se ia 0,25 - 0,5 m/s;

a - pasul racletelor în [m], care se ia în funcție de l; a = (1,2-1,5)l.

Pentru transportul sarcinilor în bucăți, productivitatea se calculează cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6 \cdot \frac{M}{a} \cdot v \cdot z \quad \text{[t/h]} \qquad (4.2)$$

unde: M - masa unei sarcini transportate [kg];

z - numărul sarcinilor între două raclete învecinate.

In cazul transportoarelor înclinate relațiile (4.1) şi (4.2) se corectează cu un coeficient de umplere ψ, ale cărui valori în funcție de unghiul de înclinare, sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1 Valorile coeficientului de umplere ψ

Caracteristica sarcinii transportate	Coeficientul ψ, în funcție de unghiul de înclinare al transportorului					
	0^o	10^o	20^o	30^o	35^o	40^0
Sarcini uşoare pulverulente sub formă de praf şi pulberi	1	0,85	0,65	0,5	-	-
Sarcini în bucăți mijlocii şi mari	1	1	0,85	0,75	0,6	0,5

In tabelul 4.2 se dau dimensiunile şi pasul racletelor, în [mm], în funcție de pasul lanțului.

Tabelul 4.2 Dimensiunile racletelor

Înălțimea racletei	Lățimea racletei	Pasul racletelor	Pasul lanțului
140	450; 600	400	200
		640	320
		800	400
180	600; 800	400	200
		640	320
		800	400
		1000	500
250	800; 1000	400	200
		640	320
		800	400
		1000	500
320	1000;1200	640	320
		800	400
		1000	500

Un alt parametru caracteristic este puterea necesară antrenării.

Puterea motorului de acționare se poate determina cu relația:

$$P_{nec} = 1{,}2 \cdot 10^{-3} \left(q \cdot L \cdot \mu \cdot v + q \cdot H \cdot v + 2q_0 \cdot L \cdot w \cdot v \right) \cdot \frac{1}{\eta} \quad \text{[kW]} \qquad (4.3)$$

unde: L - lungimea transportorului [m];

q - sarcina transportată pe metru liniar [N/m];

$$q = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \quad [\text{N/m}]$$

Π_m - productivitatea transportorului [t/h];

g – accelerația gravitațională [m/s^2];

μ - coeficient de frecare al sarcinii de jgheabul metalic; pentru sarcini sub formă de grăunți μ = 0,4 - 0,5; pentru sarcini pulverulente μ = 0,7 - 0,8;

v - viteza lanțului [m/s];

q_o- greutatea pe metru liniar a lanțului cu raclete [N/m];

Pentru calculele preliminare se poate lua q_o=K.q; unde K =0,6-0,8, pentru transportorul cu două lanțuri;

w - coeficient de rezistență la deplasare a părților transportorului; pentru lanț fără role w = 0,15 - 0,2, pentru lanț cu role: w = 0,1 - 0,2;

H - înălțimea de ridicare în [m];

η - randamentul transmisiei mecanice de la motorul electric la arborele de acționare.

In relația (4.3) primul termen reprezintă puterea necesară acționării arborelui principal pentru deplasarea sarcinii pe lungimea transportorului, al doilea termen - puterea necesară deplasării sarcinii pe verticală; al treilea termen - puterea necesară deplasării la mers în gol numai pe orizontală a lanțului cu raclete.

4.2.2. Transportoare cu raclete în jgheaburi închise

4.2.2.1. Construcția transportorului

Transportoarele cu raclete în jgheaburi închise se aseamănă din punct de vedere constructiv cu cele cu raclete în jgheaburi deschise, diferențele constau în variantele constructive ale racletelor. Intrucât stratul de material depăşeşte înălțimea racletelor, aceste transportoare sunt de tipul cu “raclete înecate”.

In figura 4.7 este prezentată o vedere de ansamblu a unui transportor cu un singur sens de deplasare al sarcinii. Organele de tracțiune ale acestor transportoare sunt lanțuri cu raclete ce fac corp comun cu eclisele exterioare ale lanțului, figura 4.8 şi figura 4.9.

Cea mai mare utilizare o au lanțurile cu eclise şi bucşe şi lanțurile cu eclise, bucşe şi role cu raclete înguste (fig.4.8). Presiunea specifică admisibilă în articulație în

funcție de duritatea elementelor acesteia şi de abrazivitatea sarcinilor este (25.10^6 - 35

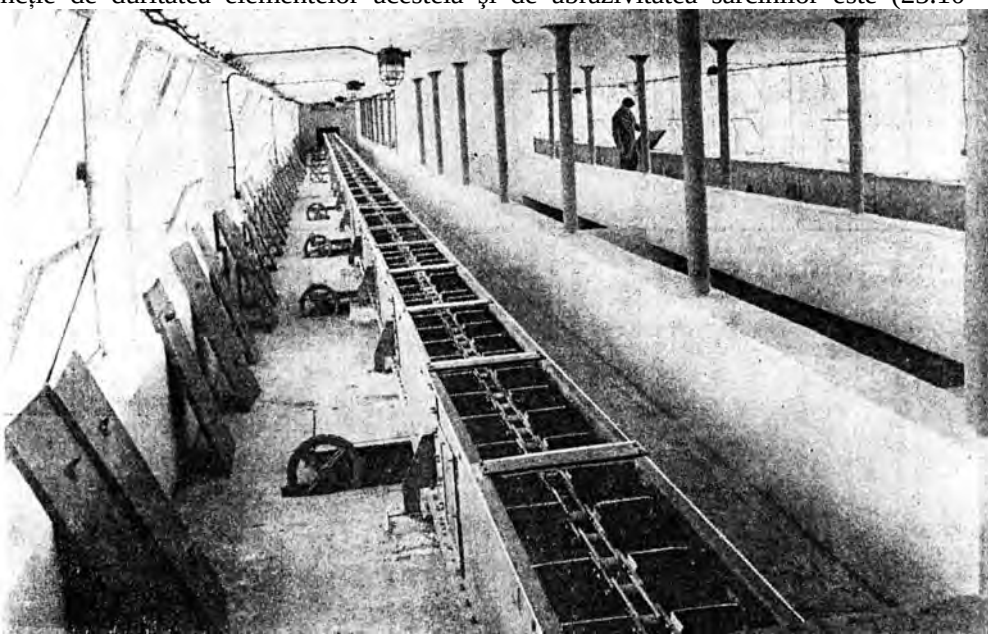
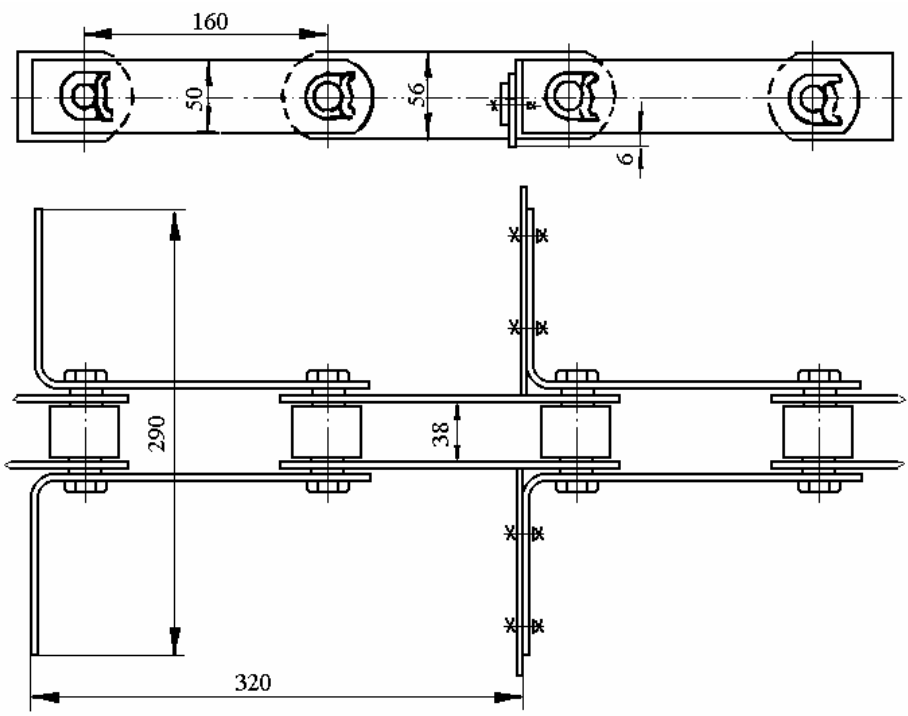


Fig. 4.7 Transportor cu raclete în jheaburi închise



Pentru compensarea jocului în articulație între bolț şi bucşă, care creşte pe măsura uzurii articulației, se va lua între bolț şi bucşă 0,15-0,25 mm, iar între bucşă şi rolă 0,7 - 1 mm.

Racletele se execută dintr-o bucată cu eclisele exterioare caracterizându-se printr-o rezistență mai mare. După 10-15 raclete există o racletă acoperită cu un strat elastic de pânză cauciucată sau din cauciuc special pentru sectorul alimentar, pentru a curăți jgheabul de resturile de material.

Materialele recomandate pentru executarea plăcilor lanțului sunt OL42, OL50; axele şi bucşele din OLC 25; OLC 45; OLC 25X sau OLC 45X, duritatea necesară fiind între 40-60 HRC; rolele din OLC 25; OLC 45; OLC 50, duritatea suprafeței fiind între 42 şi 52 HRC.

Ca urmare a constatării că rezistența la forfecare a stratului de produs depăşeşte rezistența lui la înaintare, s-a ajuns la executarea unor raclete în formă de L, H sau U care mărind secțiunea de forfecare pot învinge chiar rezistența pe verticală.

Pentru transportul sarcinilor pe trasee înclinate de la 15^o la 90^o, se utilizează lanțuri cu profile speciale ale racletelor (fig. 4.9). Aceste raclete, care cuprind sarcina transportată pe conturul secțiunii jgheabului, măresc rezistența la contact a organului de tracțiune şi asigură o curgere continuă a materialului după înclinarea dorită.

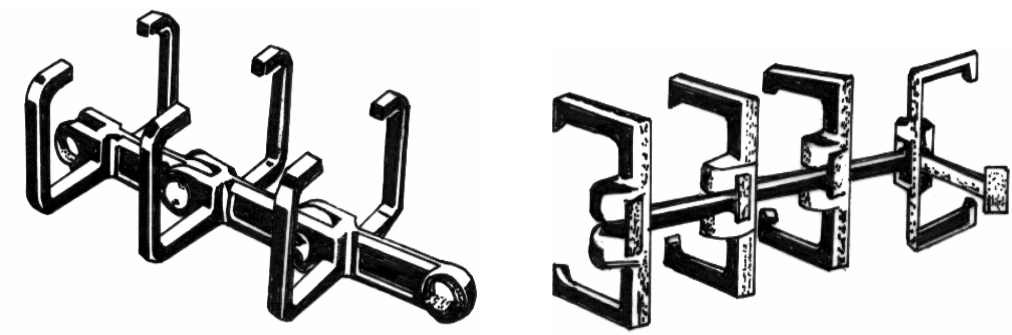


Fig. 4.9 Raclete forjate

In exploatarea silozurilor şi a bazelor de recepție s-au dovedit cele mai eficiente acele transportoare ale căror lanțuri sunt de tipul:

- lanț format din eclise de oțel manganos special, foarte rezistent la uzură, îmbinate prin bolțuri confecționate din oțel special. Eclisele sunt îndoite şi formează racleții (fig. 4.10) care antrenează produsul în lungul jgheabului, pe orizontală (fig.4.7);

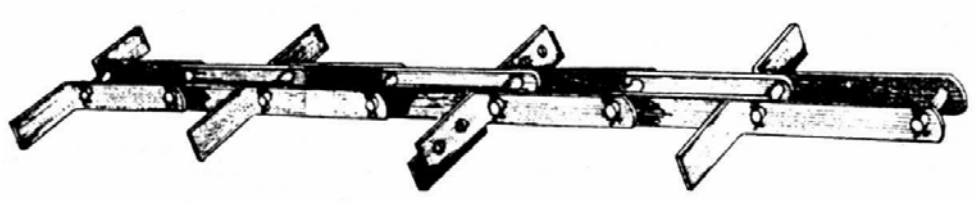


Fig. 4.10 Lanț articulat cu eclise îndoite

- lanț realizat din elemente cu racleți forjați care se îmbină prin bolțuri (fig. 4.11); acest tip de lanț când este executat sub formă de U, fiind folosit la transportul pe traseu înclinat sau chiar pe verticală (fig. 4.11).

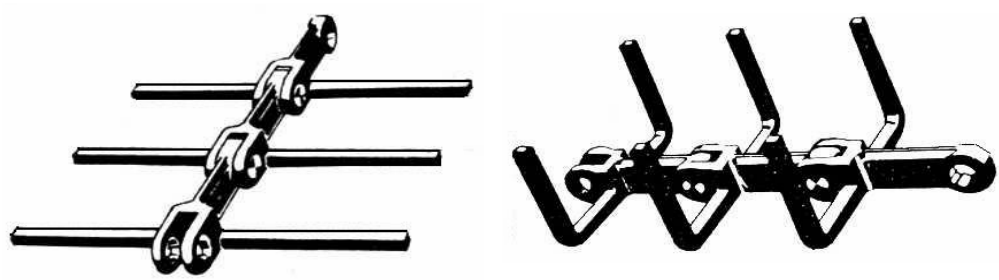


Fig. 4.11 Lanț din elemente cu raclete forjate

Jgheabul transportorului este confecționat din mai multe sectoare asamblate cu şuruburi. In figura 4.12 sunt prezentate diferite variante constructive: a) jgheab de secțiune dreptunghiulară cu fund detaşabil; b) cu fundul îndoit dintr-o bucată cu pereții laterali; c) cu role de sprijin pentru ramurile superioare ale lanțului; d) pentru lanț dublu; e) pentru transport bilateral, f) cu secțiune trapezoidală; g) cu fundul curb.

Cele mai uzuale sunt jgheaburile cu pereții drepți (fig.4.13) în care: 1 - pereți verticali; 2 - fund; 3 - capac detaşabil; 4 - piuliță fluture; 5 - garnitură de cauciuc; 6 - ramura superioară de lucru a lanțului; 7 - ramura inferioară neîncărcată a lanțului; 8 - perete despărțitor.

Evacuarea produselor se realizează cu ajutorul unor guri de descărcare închise de şubere. Gurile de descărcare se clasifică după: direcția de mişcare a şubărului (longitudinale şi transversale); modul de ghidare a elementelor şubărului (cu alunecare în ghidaje sau cu sprijin pe role); modul acționării (cu acționare manuală şi cu acționare automată, electromecanică).

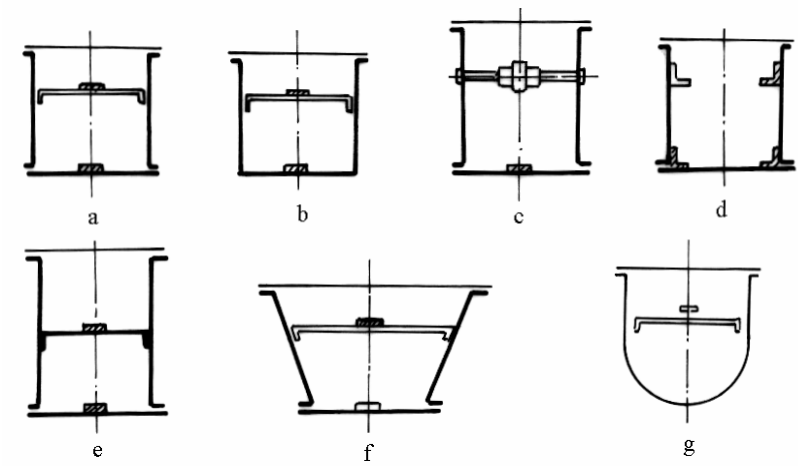


Fig. 4.12 Variante constructive de jgheaburi

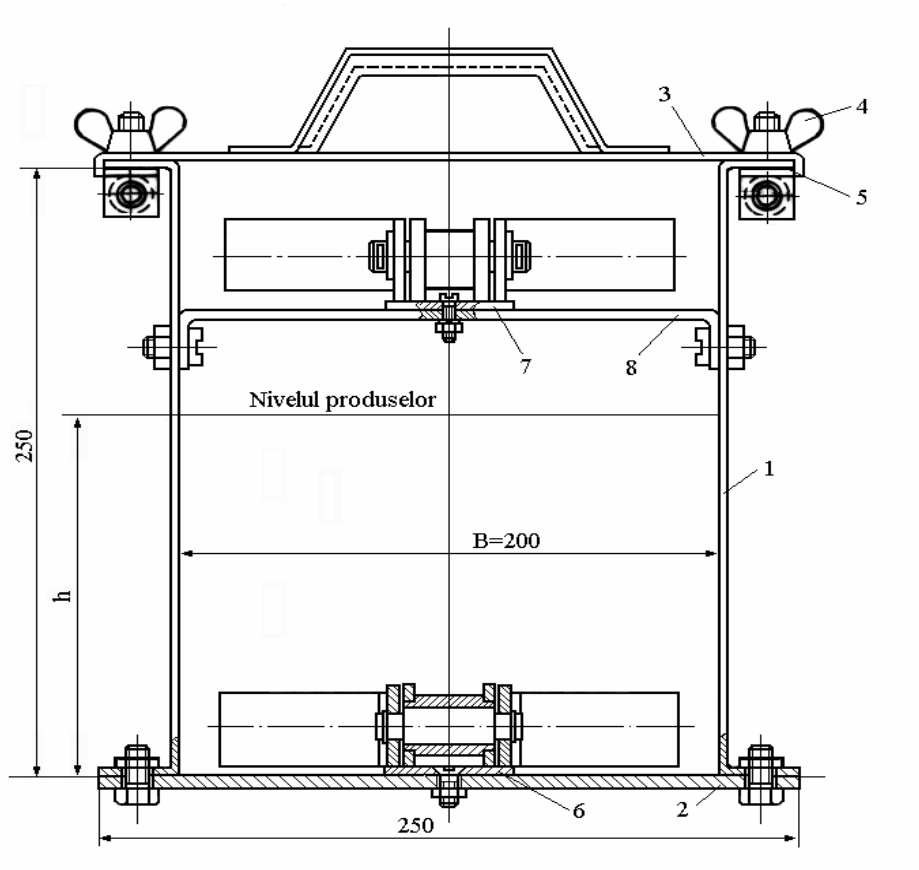
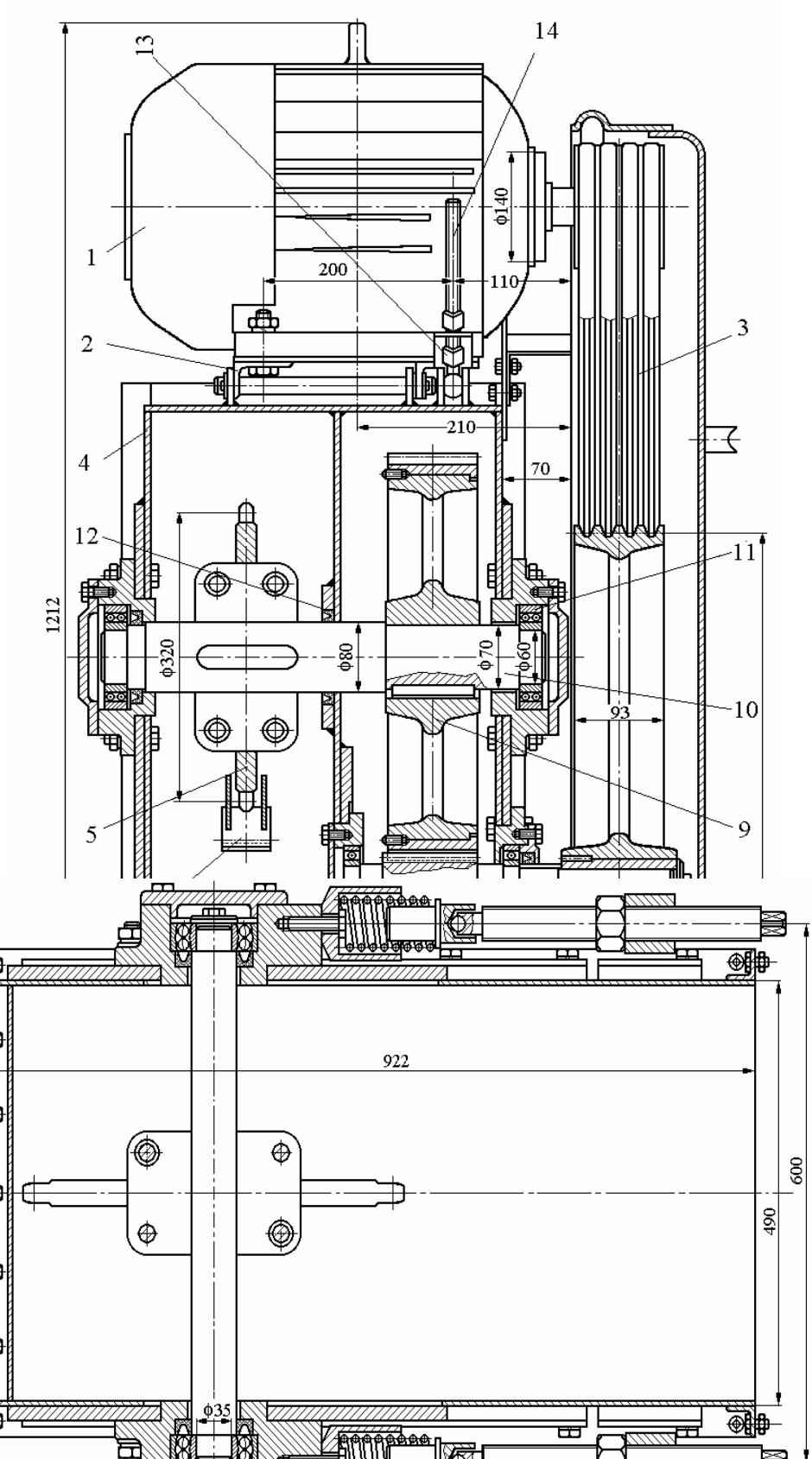


Fig. 4.13 Jgheab cu pereți drepți


13
14
1
2
3
4
5
12
11
10
9
200
110
210
70
93
1212
ϕ140
ϕ320
ϕ80
ϕ70
ϕ60
922
600
490
ϕ35

In figura 4.14 este prezentat mecanismul de acţionare a unui transportor cu un lanţ. Transmisia mecanică compusă din motorul electric 1, transmisia prin curele 3, antrenează arborele 7 pe care este montat pinionul ce angrenează cu roata dinţată 9 şi transmite mişcarea la arborele 10 pe care se află montată roata de lanţ de acţionare 5, a cărui număr de dinţi trebuie să fie par pentru a evita suprasolicitarea lanţului.

Întinderea lanţului se realizează cu ajutorul unui dispozitiv de întindere figura 4.15 care poate fi cu şurub (fig.4.15 a) şi şurub şi arc (fig.4.15 b). In figura 4.15 a: 1 - corp transportor sudat; 2 - arbore; 3 - roată de lanţ de întindere; 4 - rulmenţi oscilanţi; 5 - corp lagăr; 6 - ghidaj; 7 - şurub; 8 - piuliţă; 9 - şubăr pentru golirea corpului în cazul supraaglomerării cu produse. Dispozitivul de întindere are rolul de a întinde lanţul şi de a compensa deformaţiile acestuia datorită temperaturii. Întinderea se realizează prin acţionarea şurubului 7 asupra carcasei lagărelor 5, deplasând-o în lungul ghidajelor 6. Şurubul de întindere trebuie să aibă o rezistenţă mărită la uzură şi se execută din oţel carbon de calitate (OLC 45, OLC 50, OLC 55), iar profilul filetului este trapezoidal. Dimensiunile şurubului trebuie să asigure o stabilitate axială. In cazul funcţionării transportorului în medii umede şi cu praf, pentru protejarea mecanismului de întindere se prevăd jgheaburi detaşabile sau telescopice. Cursa dispozitivului de întindere se determină în funcţie de lungimea de transport, iar forţa din şurub în funcţie de tensiunile din ramurile de lanţ ce se înfăşoară, respectiv desfăşoară de pe roata de întindere, asemănător ca la transportoarele cu bandă. Uneori se poate întâmpla ca mărimea calculată pentru cursă să nu fie suficient de mare ca să asigure întinderea lanţului şi atunci se recurge la scoaterea unui număr de 2 sau 3 elemente componente ale lanţului.

4.2.2.2 Calculul parametrilor principali

Caracteristicile tehnice ale acestor transportoare sunt productivitatea, viteza, puterea motorului de acţionare.

Productivitatea se poate calcula cu relaţia:

$$\Pi_m = 3{,}6 \cdot B \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot K \qquad (4.4)$$

unde: B - lăţimea jgheabului [m];

h - înălţimea de aşezare a materialelor [m];

v - viteza lanţului cu raclete [m/s];

ρ – densitatea materialului transportat [kg/m^3];

K - coeficientul productivităţii $K=K_1.K_2.K_3.K_4.K_5$

unde: K_1-coeficient de umplere a secțiunii jgheabului.

Pentru sarcini grele (făină, tărâțe, concentrate) k_1 =0,9; pentru sarcini uşoare (cereale) K_1 =0,95;

K_2-coeficient ce ține seama de etanşeitatea jgheabului;

K_2=1,05 pentru grâu, secară, semințe de in;

K_2=1,08 pentru orz;

K_2=1,1 pentru ovăz şi semințe de floarea soarelui;

K_2=1,13 pentru făină de cereale;

K_2=1,15 pentru hrişcă (urluială);

K_3 - coeficient de viteză, ține seama de viteza straturilor superioare şi laterale ale sarcinii față de viteza lanțului;

K_3=0,9 - 0,95;

K_4- coeficient ce ține seama de volumul racletelor;

K_5 - coeficient ce ține seama de unghiul de înclinare al transportorului $\beta_{rad.}$,

K_5=1 - (0,01-0,02) β_{rad}.;

Cel mai mare unghi de înclinare a transportoarelor cu raclete în jgheaburi acoperite este 15^o.

Pentru viteza de deplasare a lanțului cu raclete se recomandă următoarele valori:

v = 0,3-0,45 m/s pentru grâu, secară, porumb, orz şi ovăz;

v = 0,2-0,25 m/s pentru mazăre;

v = 0,25-0,35 m/s pentru făină;

v = 0,25-0,4 m/s pentru furaje combinate.

Utilizând relația (4.4) şi considerând raportul h/B=0,71-0,78 pentru densități ale materialelor transportate cuprinse între 0,74 şi 0,78 t/m^3, se poate determina lățimea jgheabului şi, în funcție de acesta, dimensiunile racletelor şi a lanțului conform recomandărilor din tabelul 4.2.

Puterea necesară acționării mecanismului de antrenare a lanțului se poate determina în mai multe moduri, fie ținând seama de mărimea forței la periferia roții de acționare, fie ținând seama de productivitate.

Dacă se ține seama de mărimea forței la periferia roții de lanț de acționare, puterea necesară antrenării se determină cu relația:

$$P_{nec.} = \frac{K_1 \cdot F_p \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \qquad (4.5)$$

unde: K_1 - coeficient ce ține seama de pierderile de putere între roata de lanț şi lanț;

F_P – forța la periferia roții de lanț de acționare [N];

v – viteza de transport [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice de la motor la roata de acționare.

Forța de tracțiune în ramura ce se înfășoară pe roata de acționare se determină cu relația:

$$F_p = W_1 + W_2 + W_3 + W_3 + W_5 \quad [N] \tag{4.6}$$

unde: W_1 - forța rezistentă datorită frecării dintre material şi fundul jgheabului [N];

W_2 - forța rezistentă datorită frecării dintre material şi pereții laterali ai jgheabului [N];

W_3 - forța rezistentă la mersul în pantă a materialului [N];

W_4 - forța rezistentă la deplasarea lanțului [N];

W_5 - forța rezistentă la înfăşurarea pe roata de întindere.

$$W_1 = B \cdot h \cdot L \cdot \gamma \cdot \mu \cdot \cos\beta \tag{4.7}$$

unde: L - lungimea de deplasare a materialului [m];

B - lățimea jgheabului [m];

h - înălțimea materialului în jgheab [m];

γ - greutatea specifică a materialului [N/m^3];

μ - coeficient de frecare la deplasarea materialului în jgheab.

μ = 0,4-0,5 pentru cereale;

μ = 0,7-0,8 pentru materiale prăfoase;

β - unghiul de înclinare al transportorului [^{o}].

$$W_2 = L \cdot h^2 \cdot \gamma \cdot K \cdot \mu \cdot \cos\beta \tag{4.8}$$

unde: K - coeficient de presiune pe jgheab:

$$K = K_d \left[1 + \mu_o^2 - \sqrt{(1+\mu_0^2)(\mu_0^2 - \mu^2)} - \mu_0 \left(\sqrt{1+\mu_0^2} - \sqrt{\mu_0^2 - \mu^2} \right) \right] \tag{4.9}$$

unde: K_d - coeficient dinamic K_d=1,5 - 1,8;

μ_o - coeficient de frecare internă a materialului.

$$W_3 = B \cdot h \cdot L \cdot \gamma \cdot \sin\beta \tag{4.10}$$

$$W_4 = 2 \cdot q_1 \cdot L_1 \cdot w_1 \cdot \cos\beta \tag{4.11}$$

unde: q_l - greutatea unui metru liniar de lanț, inclusiv a racletelor [N/m];

L_1-distanța între centrele roților de lanț [m];

w_1-coeficient de rezistență la deplasare a lanțului; în medie 0,25-0,3 pentru lanțuri cu role şi 0,35-0,4 pentru lanțuri fără role.

Forța rezistentă la înfășurarea pe roata de întindere se determină pentru două variante:

a) când materialul se deplasează dinspre mecanismul de întindere spre cel de acționare:

$$W_5 \approx 0{,}1\frac{W_4}{2} \tag{4.12}$$

b) când materialul se deplasează în sens invers:

$$W_5 \approx 0{,}1(W_1 + W_2 + W_3 + 0{,}5W_4 + q_l \cdot L_1 \cdot \sin\beta) \tag{4.13}$$

Calculul de rezistență al lanțului se face în funcție de suma rezistențelor statice W şi dinamice determinate de deplasarea materialului şi a lanțului precum şi de mărimea accelerației lanțului la intrarea şi ieşirea din angrenare de pe roata de lanț.

Puterea motorului electric se poate determina în prealabil şi cu ajutorul relației aproximative:

$$P_{nec} = e \cdot \Pi_m \cdot L \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 + \frac{K_1 \cdot \Pi_m \cdot H}{367 \cdot \eta} \tag{4.14}$$

unde: e - energia specifică pe produsele transportate [kWh/t.m]; valori recomandate în tabelul 4.3.

Π_m - productivitatea transportorului [t/h];

L - lungimea de transport [m];

H - înălțimea de ridicare a sarcinii [m];

c_1- coeficient ce ține seama de energia consumată la deplasarea lanțului cu racleți;

c_1 = 1,25 - 1,3 pentru lanțuri cu bucşe

c_1 = 1,15 - 1,25 pentru lanțuri cu role.

c_2 - coeficient ce ține seama de tipul acționării;

c_2 = 1 - pentru acționare prin transmisie cu curele şi reductor;

c_2 = 1 - 1,1 - pentru transmisie cu reductor şi roți de lanț şi lanț;

c_2 = 1,2-1,3 - pentru transmisie cu reductor ;

c_3- coeficient ce ține seama de pierderile de putere pe roata de întindere;

c_3 =1 când produsele se deplasează de la mecanismul de acționare spre cel de întindere;

c_3 = 1,1 când produsele se deplasează invers.

K_1- coeficient de pierderi de putere pe roata de acționare;

K_1 = 1,1.

Energia specifică consumată pe produsele transportate, în majoritatea cazurilor, este dependentă de proprietățile fizice ale sarcinilor, îndeosebi de umiditatea acestora, precum şi în funcție de raportul între înălțimea stratului de material în jgheab şi lățimea jgheabului (*h/B*).

Tabelul 4.3 Valoarea energiei specifice consumată, pentru diferite materiale

Produsul transportat	e.10^{-3}, kWh/t.m	Produsul transportat	e.10^{-3}, kWh/t.m
Grâu, secară, porumb	1,5-2,3	Făină	2-3
Ovăz	1,6-1,8	Sare	2,1-2,7
Mazăre	4-5	Nutreţuri combinate	1,9-2,9

Dependența dintre umiditate şi energia specifică consumată la transportul grâului se vede din datele prezentate în tabelul 4.4, pentru un transportor cu lungimea de 67 m, la o viteză a lanțului de 0,31 m/s.

Tabelul 4.4 Valoarea energiei specifice în funcție de productivitate şi umiditate.

Densitatea, kg/m^3	Umiditatea %	Productivitatea t/h	h/B	e kWh/t.m
780	11,7	103	0,78	1,69
755	14,9	97	0,75	2,02
740	16	90	0,71	2,27

Pentru o bună funcționare a transportorului, este important ca înălțimea materialului în jgheab să depăşească înălțimea racletei.

In caz contrar, transportorul lucrează cu racletele suprasolicitate, consumul de energie fiind mai mare. Înălțimea materialului în jgheab se consideră adesea mai mare decât (4-6) ori înălțimea racletelor, iar raportul între înălțimea şi lățimea curentului de

material este 0,4 până la 1.

5. TRANSPORTOARE CU LANȚURI PORTANTE

La acest tip de transportoare sarcina vine în contact direct cu lanțul, acesta fiind atât organ de tracțiune cât şi purtător de sarcină. Din punct de vedere constructiv nu se deosebesc prea mult de celelalte tipuri de transportoare cu lanț, subansamblele componente de bază fiind aceleaşi şi cu acelaşi rol funcțional.

Din punct de vedere al destinației se deosebesc două variante de transportoare cu lanțuri portante:

- transportoare cu lanț-paletă, utilizate în transportul sarcinilor mărunte, prăfoase;
- transportoare cu lanțuri purtătoare de sarcină, utilizate la transportul sarcinilor în bucăți.

5.1 Transportoare cu lanț-paletă

5.1.1 Construcția transportorului

Transportoarele cu lanț-paletă pot fi utilizate pentru transportul sarcinilor mărunte pe orizontală şi în plan înclinat, sub un unghi de 20°.

În figura 5.1.a, este prezentată o schemă de principiu a unui astfel de transportor. Lanțul 3 se înfăşoară pe roata de acționare 1, antrenată în mişcare de motorul electric printr-o transmisie mecanică şi pe roata de lanț de întindere 2, sistemul de întindere fiind cu şurub.

Lanțul şi roțile sunt montate într-o carcasă metalică 5, executată din tablă şi profile din mai multe tronsoane. Jgheaburile 4 ale carcasei sunt de cele mai multe ori tubulare cu secțiune dreptunghiulară în construcție închisă.

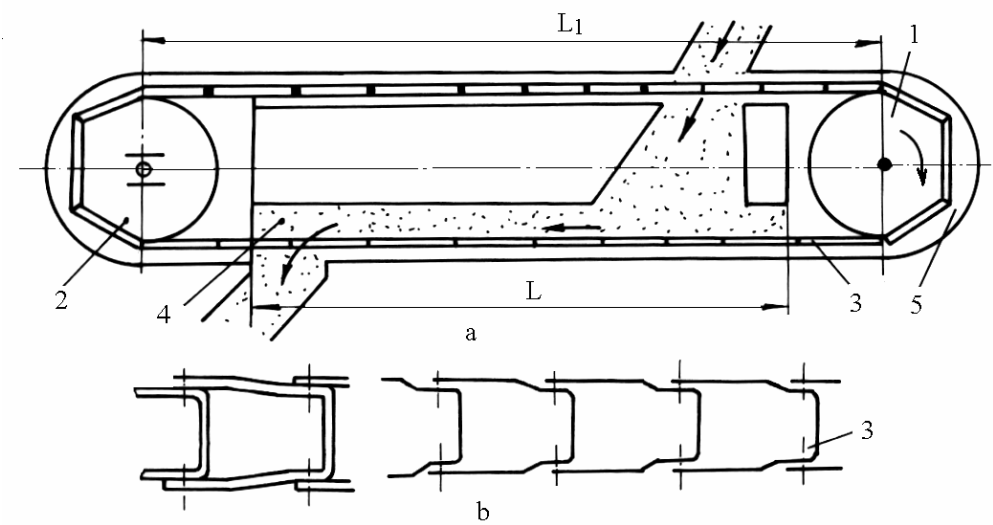


Fig. 5.1 Transportor cu lanț paletă

Alimentarea făcându-se prin partea superioară materialul ajunge în jgheabul inferior, este transportat de lanțul paletă şi dirijat spre gura de evacuare. In cazul acesta, ramura încărcată este ramura inferioară a lanțului, acesta ocupând numai o mică parte din secțiunea jgheabului. Lanțul paletă se deplasează prin alunecare pe fundul jgheabului, iar deasupra lui se deplasează într-un strat gros materialul antrenat de lanț. Jgheaburile se confecționează din metal sau lemn cu secțiune constantă, în caz contrar în punctele în care secțiunea se micşorează, rezistența la deplasare creşte foarte mult, motiv pentru care tuburile trebuie să fie solide şi rigide.

In cazul materialelor care curg uşor cantitatea de material care intră în jgheab este reglată de transportor după suprafața secțiunii jgheabului, motiv pentru care aceste transportoare se folosesc uneori ca alimentatoare pentru alte instalații de transport sau instalații tehnologice.

Principiul de funcționare al acestui transportor se bazează pe rezistența la forfecare a stratului inferior al materialului, corespunzător profilului secțiunii transversale a lanțului, mai mare decât rezistența la frecarea materialului de pereții jgheabului. Datorită acestui fapt se produce deplasarea masei de material odată cu lanțul.

Lanțul folosit în construcția acestor transportoare este prezentat în figura 5.l.b. Printre avantajele prezentate de acest tip de transportoare se menționează:

a) posibilitatea deplasării sarcinilor vărsate de diferite feluri: praf, grăunțe, bucăți până la 70 mm, precum şi a materialelor lipicioase şi umede;

b) posibilitatea deplasării în orice direcție precum şi posibilitatea schimbării

direcției în cadrul aceluiaşi transportor;

c) dimensiuni de gabarit foarte reduse;

d) funcționarea fără praf şi fărâmițarea redusă a materialului;

e) oferă posibilitatea încărcării şi descărcării imediate.

5.1.2 Calculul principalilor parametri

Productivitatea transportorului se calculează cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6 \cdot B \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot K \qquad (5.1)$$

unde: B - lățimea jgheabului [m];

h - înălțimea jgheabului [m];

v - viteza de transport [m/s];

ρ - densitatea materialului [kg/m^3];

K - coeficientul productivității (vezi & 4.2.2; relația 4.4).

Puterea necesară antrenării se calculează cu relația:

$$P_{nec} = \frac{F_p \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \qquad (5.2)$$

unde: F_p - forța la periferia roții de acționare [N];

v - viteza, de transport [m/s];.

η - randamentul transmisiei mecanice.

$$F_p = (1{,}1 \ldots 1{,}2)(S_i - S_d) + S_{din.} \qquad (5.3)$$

unde: S_i - forța în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare;

S_d - forța în ramura ce se desfăşoară de pe roata de acționare;

S_{din} – sarcina dinamică datorată accelerației lanțului [N].

Forța în ramura ce se înfăşoară S_i sau se desfăşoară S_d, de pe roata de acționare se calculează în mod asemănător ca la transportoarele cu plăci, împărțind traseul în zone caracteristice în funcție de schimbările de direcție sau de sens şi de rezistențele la deplasare pe tronsoanele respective.

Rezistența la deplasare pentru un traseu încărcat, înclinat cu un unghi β, se determină cu relația:

$$W = \mu \cdot q \cdot L \cdot \cos\beta + q_l \cdot L \cdot \cos\beta \cdot w_l \pm (q + q_l) L \sin\beta \qquad (5.4)$$

unde: q - sarcina liniară pentru material [N/m];

q_1- sarcina liniară pentru lanț [N/m];

μ – coeficient de frecare al materialului cu jgheabul;

μ = 0,4-0,5 pentru cereale; μ = 0,7-0,8- pentru materiale prăfoase.

w_1 - coeficient de rezistență la deplasare al lanțului; w_1 = 0,35-0,4;

L - lungimea de transport [m].

Pentru sectoare înclinate goale, se utilizează relația (5.4), considerând q = 0, pentru sectoare orizontale încărcate se utilizează relația (5.4) considerând β = 0, iar în cazul în care sunt goale se consideră şi q = 0.

Sarcina liniară se determină cu relația:

$$q = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \quad [\text{N/m}] \tag{5.5}$$

unde: Π_m – productivitatea transportorului [t/h];

v - viteza de transport [m/s];

g - accelerația gravitațională [m/s^2].

Sarcina pe metru liniar de lanț se poate calcula:

$$q_1 = K_1 \cdot q \quad [\text{N/m}] \tag{5.6}$$

unde: K_1 = 0,5 - 0,6 pentru un lanț; K_1 = 0,6 - 0,8 pentru două lanțuri;

Sarcina dinamică datorată accelerației lanțului se determină ca la transportoarele cu plăci (relația 3.33). Viteza de transport este în funcție de natura materialului transportat şi este în limitele prezentate în capitolele anterioare.

5.2 Transportoare cu lanțuri purtătoare de sarcină

5.2.1 Construcția transportorului

Transportoarele cu lanțuri purtătoare de sarcină pot avea lungimi de până la 70 m şi funcționează în plan orizontal şi înclinat cu unghiuri β=20°-60°, viteza de transport fiind de aproximativ 0,3 m/s. Se utilizează pentru transportul lăzilor, cutiilor, a ambalajelor de sticlă, în industria conservelor şi a laptelui, precum si pentru transportul animalelor tăiate (porci, berbeci) în abatoarele de carne, acestea aşezându-se pe lanțurile de tracțiune.

Productivitatea acestor transportoare este de 1.000 lăzi/oră la o viteză de 0,3 m/s.

Lanțul folosit în construcția lor este prezentat în figura 5.2, având următoarele elementele componente: 1-verigă lanț, 2 - verigă lanț cu reazeme, 3 - bolț.

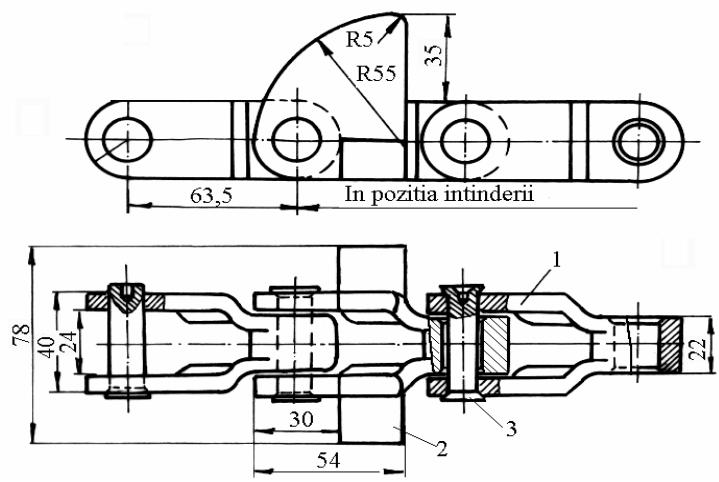


Fig. 5.2 Lanț articulat pentru transportoare purtătoare de sarcină.

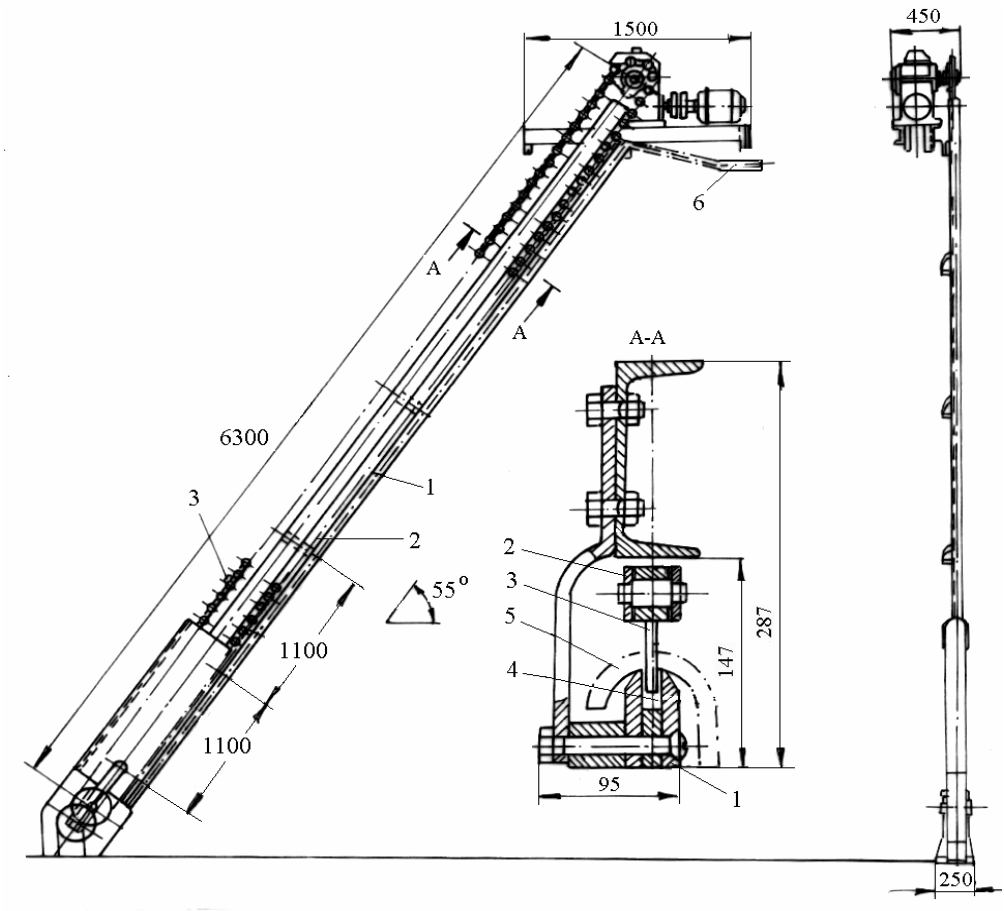


Fig. 5.3 Transportor pentru animale sacrificate

Pentru transportoarele orizontale şi cele înclinate cu un unghi până la 20°, se folosesc lanțuri executate din verigi 1 (fig.5.2), iar pentru transportoarele cu unghiuri de 20° - 60° se folosesc lanțuri cu verigi 1 şi 2 (fig. 5.2), alternând 8 verigi l, cu l verigă 2.

In figura 5.3 este prezentat un transportor pentru transportul porcilor şi berbecilor în întreprinderile din industria cărnii. Deplasarea animalelor se realizează pe şinele înclinate l cu ajutorul lanțului 2 pe care sunt nituite inelele. Şina are un gol 4 în care intră extremitatea bolțului lanțului. Crampoanele 5 ale lanțului purtător de care se fixează picioarele din spate ale animalului îmbracă inelele lanțului de lucru care le deplasează în partea de sus a transportorului ducând cu ele sarcina spre calea de evacuare 6. Viteza lanțului este de 0,335 m/s, distanța dintre punctele de prindere 0,8 m, puterea electromotorului 1,4 kW, productivitatea 300-400 capete pe oră.

Avantajul acestor transportoare constă în gabaritul redus în plan, motiv pentru care se utilizează atât în construcțiile noi cât şi în cazul celor recondiționate.

5.2.2 Calculul principalilor parametri

Productivitatea transportorului se calculează cu relația:

$$\Pi_m = 3600\frac{v}{a} \quad \text{[buc/h]} \tag{5.7}$$

unde: v - viteza lanțului [m/s];
a - distanța dintre două sarcini consecutive [m],
Puterea necesară acționării se determină cu relația:

$$P_{nec.} = 10^{-3} \cdot v \cdot \left[q(\mu \cdot L + H) + 2q_l \cdot L \cdot w\right] \cdot \frac{1}{\eta} \quad \text{[kW]} \tag{5.8}$$

μ – coeficient de frecare a sarcinii la deplasare;
μ = 0,7 – 0,8 pentru cutii; μ = 0,45 – 0,5 pentru ambalaje din sticlă;
w = coeficient de rezistență la deplasare a lanțului, w=0,35-0,4;
q = greutatea pe metru liniar a sarcinii transportate, $q = \frac{G_1}{a}$ [N/m];
q_1 –greutatea pe metru liniar de lanț [N/m];
G_1 – greutatea sarcinii transportate [N].

6. TRANSPORTOARE SUSPENDATE

6.1 Clasificarea şi utilizarea transportoarelor suspendate

Transportoarele suspendate se utilizează în industria alimentară, pentru transportul diferitelor sarcini în bucăți, între puncte fixe cu un anumit ritm, pe trasee spațiale cu lungimi de la 50 m la 500 m şi mai mult. Transportoarele suspendate se folosesc în combinatele de carne pentru transportul produselor inițiale, intermediare şi finale, în fabricile de țigări pentru transportul hârtiei în pachete şi a produsului finit în cutii, în laboratoarele de cofetărie şi concentrate alimentare pentru producția finită şi pentru ambalaje, în fabricile de preparare a peştelui pentru aducerea ambalajelor (cutii metalice) la şi de la mașinile de spălat.

După modul de legare al sarcinilor transportate se deosebesc:

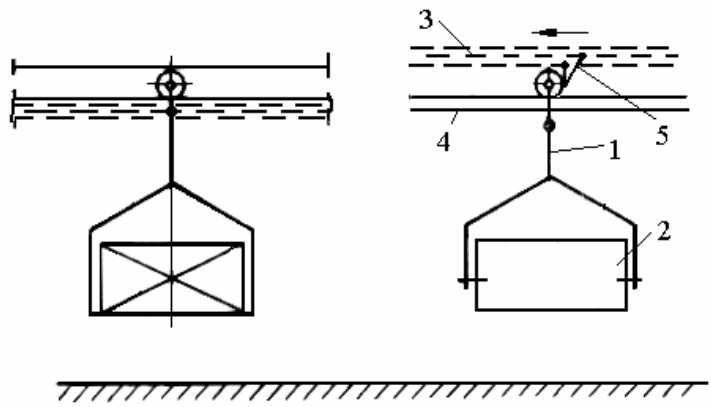
a) Transportoare suspendate cu sarcini portante, la care cărucioarele sunt legate de organul de tracțiune şi se deplasează odată cu acesta (fig.6.1.a).

b) Transportoare suspendate cu sarcini împinse (fig.6.1.b), la care cărucioarele 1 cu sarcina 2 nu sunt legate la organul de tracțiune 3, dar sunt puse în mişcare prin împingere cu ajutorul unei cuple 5 fixată la organul de tracțiune. Cărucioarele se deplasează pe şina 4.

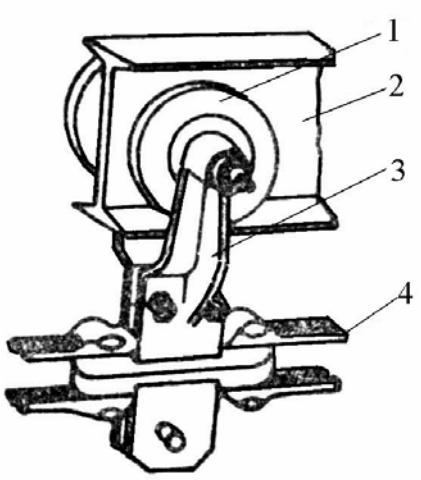
Ele se utilizează în mod rațional în cazul în care este necesar să se realizeze diferite operații tehnologice cu sarcina pe leagăn.

6.2. Construcția transportoarelor suspendate

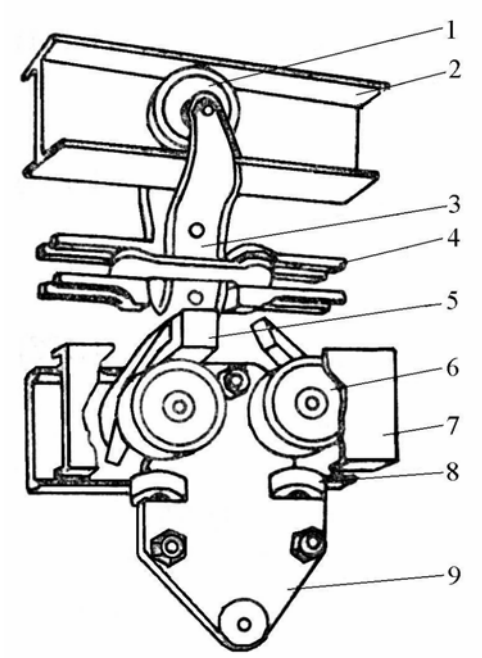
Transportoarele suspendate deservesc procesul tehnologic printr-un traseu complex (cu ridicări, coborâri, întoarceri ale sarcinilor), figura 6.2. Acest tip de transportor se caracterizează prin faptul că lanțul de tracțiune este legat de cărucioare (fig. 6.1 a şi c).



a) b)



c)



d)

1-rolă, 2-cale suspendată, 3-braț, 4- organ de tracțiune, 5-camă de împingere, 6-rolă de susținere a căruciorului, 7-cale de sarcină, 8-role laterale, 9-cărucior de sarcină.

Fig. 6.1 Acționarea cărucioarelor: a, c – tractate de lanț, b, d – împinse de o cuplă

Alături de această soluție se impune şi aceea în care căruciorul este împins fără a fi legat de organul de tracțiune. In figura 6.1d este ilustrată detaliat, construcția căruciorului la transportorul suspendat împingător, iar în figura 6.1b este prezentată o reprezentare simplificată.

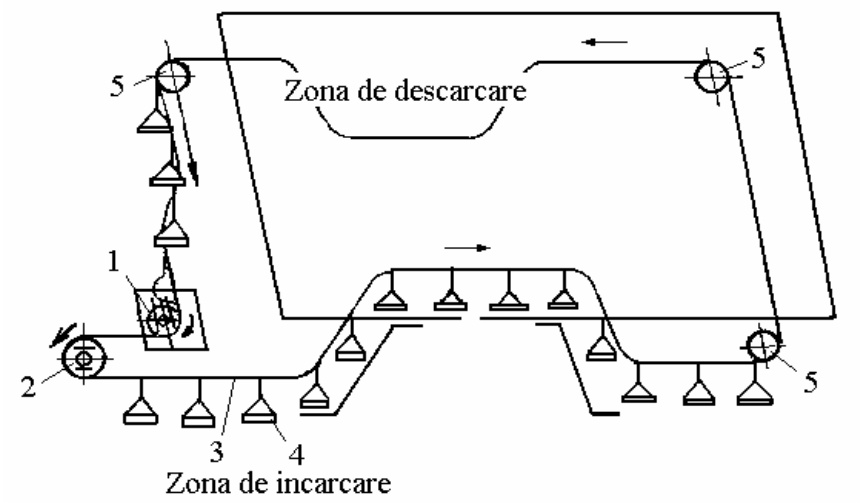


Fig. 6.2 Transportor suspendat

In figura 6.2 este prezentat traseul unui transportor suspendat ce prezintă schimbări de direcție în plan orizontal. Antrenarea se realizează cu ajutorul unui grup motor reductor ce pune în mișcare roata de lanț 1. Întinderea lanțului 3 se realizează cu ajutorul dispozitivului de întindere 2, iar schimbarea de direcție cu ajutorul dispozitivului de abatere 5, care poate fi cu roți de lanț, pentru schimbările de direcție din plan orizontal, sau baterii de role pentru cele din plan vertical.

Şina suspendată pe care circulă familia de cărucioare ale transportorului suspendat este realizată în general din profil laminat I. Lanțul motor, aşezat la o cotă inferioară şinei suspendate, urmăreşte exact traseul acesteia.

Cărucioarele rulante se execută în trei variante: cărucioarele de încărcare 4, care suportă etrierul împreună cu sarcina; căruciorul de încărcare cuplat 1, prevăzut a fi cuplat cu un alt cărucior de acelaşi model, prin intermediul unei traverse pentru suspendarea sarcinilor grele; căruciorul fără sarcină 3 (de manevră), care serveşte numai pentru susținerea lanțului (fig. 6.3)

Căile de rulare suspendate se fixează cu ajutorul tiranților, suspendați de planşeu sau se prind de suporturile fixate în pereții şi coloanele halelor sau se montează pe coloane individuale, în formă de U,Tsau L.

In funcție de tipul căilor de rulare cărucioarele 4 purtătoare de sarcină pot fi pentru rulare pe şine duble care sunt de obicei formate din două corniere paralele (fig.6.4.a) sau pentru rulare pe o cale cu o singură şină, de exemplu un profil I, T sau dublu U (fig.6.4.b).

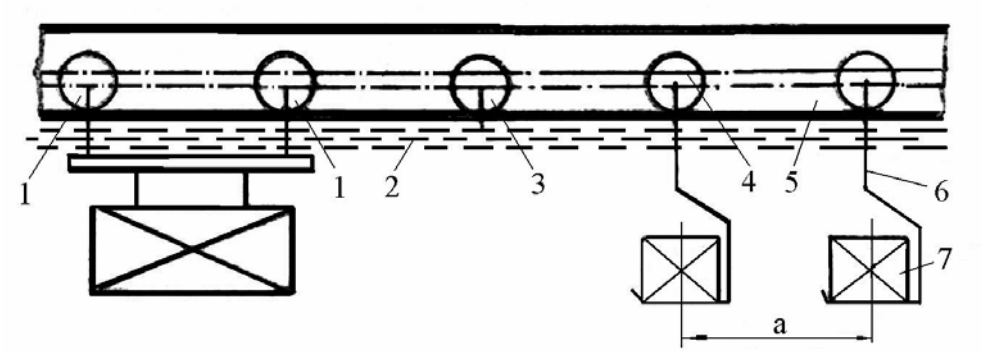


Fig. 6.3 Calea de rulare a cărucioarelor şi etrierele transportorului suspendat
1-cărucioare de sarcină cuplate, 2-lanț de tracțiune, 3-cărucior de manevră, 4-cărucior de încărcare, 5-calea de rulare suspendată, 6-etrier, 7-sarcină.

Pentru sarcinile uşoare până la 200 kg, se utilizează cărucioare pe două roți, figura 6.4 a şi c, iar pentru cele mai grele, cărucioare cu patru roți, figura 6.4 b şi d. Sarcinile foarte grele se suspendă uneori pe două sau patru cărucioare legate între ele cu ajutorul unor pârghii sau direct pe două cărucioare alăturate (poz.1, fig.6.3).

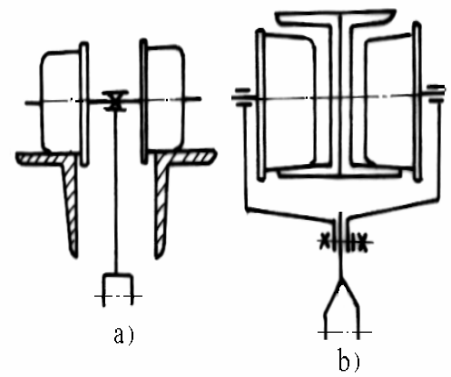


Fig. 6.4 Cărucioare şi căi de rulare

Dispozitivele care țin sarcinile suspendate şi care servesc ca organe purtătoare de sarcină au cele mai variate forme: cârlige, cleşti, platforme, vase etc. (fig. 6.5).

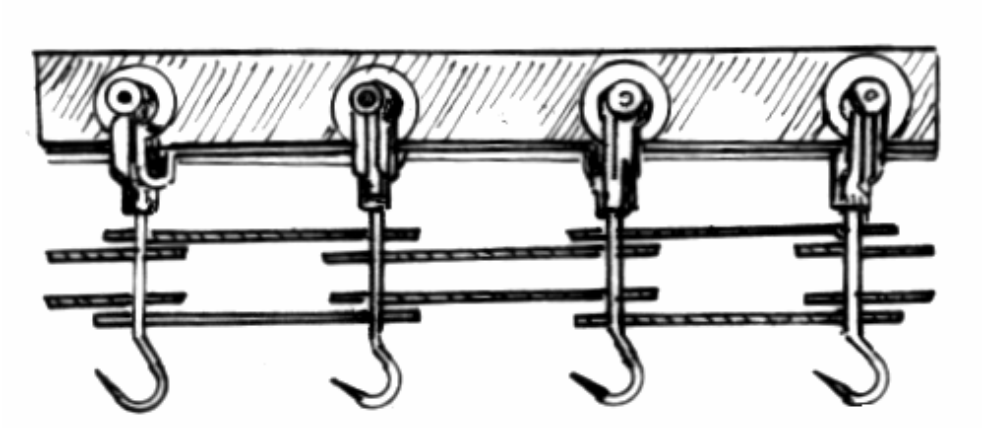


Fig. 6.5 Dispozitive cu cârlige pentru suspendare a sarcinilor

Rolele cărucioarelor pot fi cilindrice sau conice în funcție de tipul căii de rulare, se confecționează prin turnare din fontă sau oțel sau prin matrițare din tablă. De regulă, rolele se montează pe axe fixe pe lagăre cu rulmenți. Ungerea se realizează sub presiune, cu ungătoare, printr-un orificiu prevăzut în axul fix.

Încărcarea şi descărcarea sarcinilor se realizează de obicei cu mijloace mecanice (fig.6.6), în care 1- rolă specială de siguranță la suspendare; 2 - dispozitiv de

suspendare; 3 - dispozitiv de dirijare înclinată a cărucioarelor; 4 - plan înclinat sau cale cu role înclinată.

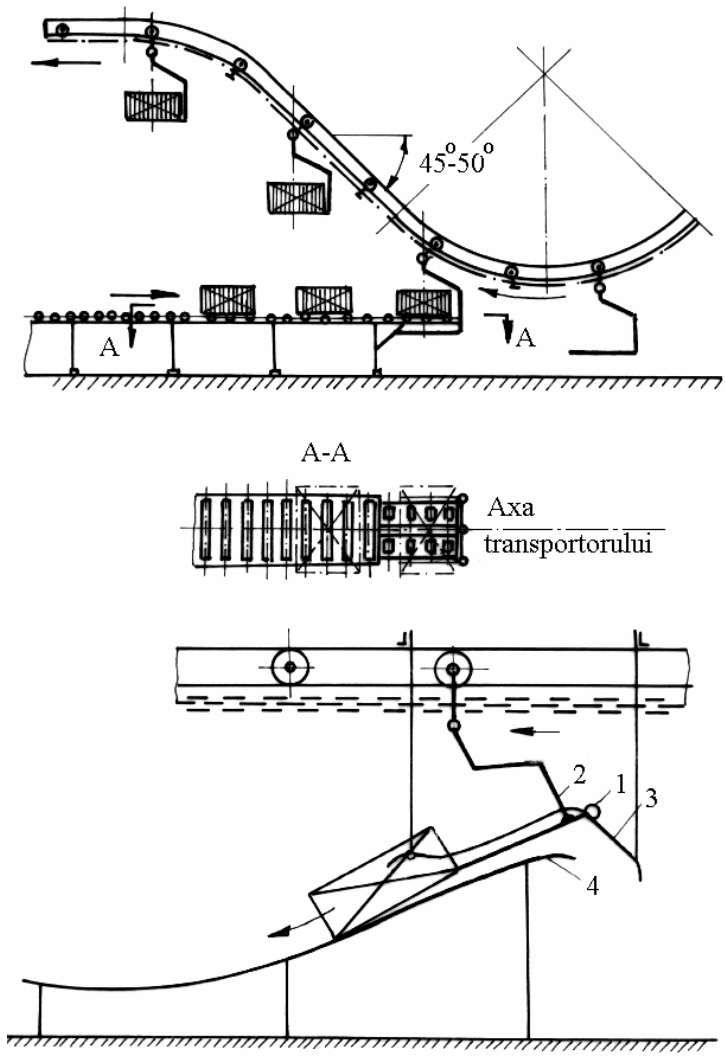
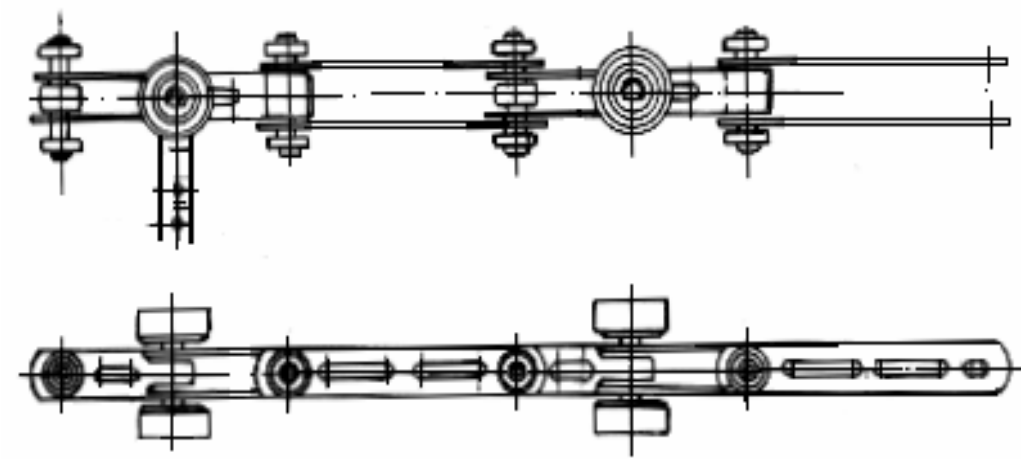


Fig. 6.6 Dispozitive de încărcare şi descărcare a sarcinilor



Calea de rulare a transportorului se fixează de obicei de acoperişul încăperii deservite, sau de stâlpi care se execută cu deschideri în consolă unilaterale sau bilaterale. Înscrierea lanțului transportorului în curbe orizontale se poate realiza prin unul din următoarele sisteme:

a) Prin rostogolirea pe ghidaje curbilinii fixe, cu ajutorul rolelor speciale montate în articulațiile verticale ale lanțului (fig.6.7). Lanțul fiind dublu articulat are o mobilitate în două direcții, forța de întindere admisibilă fiind aproximativ 2950 N. Acest sistem se întrebuințează numai la unele lanțuri din plăcuțe şi role.

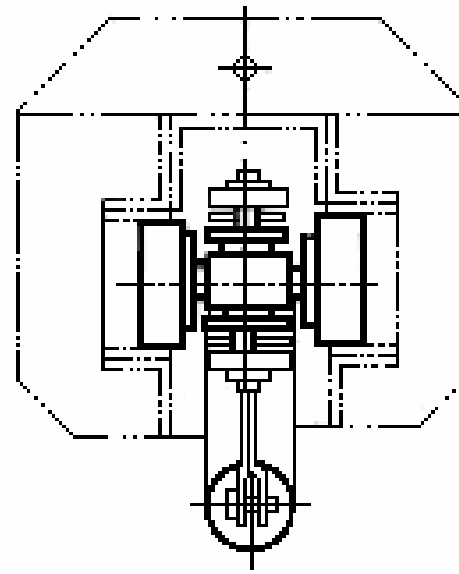


Fig. 6.7 Lanț dublu articulat

b) Prin înfăşurarea pe o baterie de role de abatere staționare. Aceste sistem se întrebuințează mai ales în cazul lanțurilor demontabile matrițate, acestea având suprafața laterală netedă. Rolele staționare se montează în mod obişnuit pe lagăre cu rulmenți, ceea ce face ca pierderile prin frecare să fie mai mici decât în primul caz.

c) Prin înfăşurarea pe o roată netedă sau o roată profilată. In acest caz, calea de rulare suspendată se curbează după o rază dusă din centrul roții. Acest sistem este avantajos când curba lanțului de tracțiune are o rază mică şi dacă, în acelaşi timp,

unghiul de abatere este de cel puțin 90^o.

Dispozitivul de antrenare se amplasează de obicei pe porțiunile de traseu unde întinderea lanțului este maximă, adică imediat după porțiunile orizontale sau după porțiunile de ridicare cele mai solicitate.

Dispozitivul de întindere folosit este cu contragreutate şi este aşezat de obicei în punctul de tensiune minimă a lanțului, în special pe ramura ce se desfăşoară de pe roata de acționare. Roata de întindere trebuie să fie înfăşurată de lanț după un unghi de 180^o. Dispozitivul de întindere este destinat realizării tensiunii în lanțul de tracțiune, necesară pentru mişcarea lină şi pentru desfăşurarea normală de pe roată a acestui lanț. La configurații mai simple ale căii de rulare se poate adopta şi dispozitivul de întindere cu şurub.

Deoarece traseele transportoarelor suspendate de regulă au tronsoane curbe în plan orizontal sau vertical, organul flexibil de tracțiune trebuie să fie flexibil în ambele plane.

Ca organe flexibile de tracțiune se folosesc lanțuri cu zale sudate, cu zale matrițate demontabile, cu eclise şi role sau cabluri.

Cablurile din sârmă pot fi folosite ca organe de tracțiune deoarece prezintă avantajul unei bune mobilități, greutate proprie mică, flexibilitate în toate direcțiile, cost redus. Principalul dezavantaj constă în dificultatea de a transmite forțe mari, ca urmare a alunecării lor, utilizarea lor fiind limitată pentru sarcini de până la 8000 N.

Lanțurile din zale sudate se folosesc pentru sarcini de la 3000-12.500 N. Aceste lanțuri au o bună flexibilitate în spațiu; se pot îndoi pe curbe cu raze mici; au un cost redus şi o construcție simplă; prezintă dezavantajul unei uzuri pronunțate.

Cel mai des folosite ca organe de tracțiune sunt lanțurile cu eclise şi role şi lanțurile cu zale matrițate.

Lanțurile cu eclise şi role se folosesc la transportoarele închise într-un singur plan, montându-se cu articulațiile în poziție verticală (fig.6.8).

Există de asemenea, tipuri speciale de lanțuri cu eclise cu joc între bolțuri şi bucşe, ceea ce permite devierea axului lanțului în plan vertical (fig.6.9). Acestea prezintă dezavantajul unei uzuri puternice a marginilor bolțurilor.

Acest dezavantaj este mai puțin sensibil la lanțurile demontabile matrițate, care permit o rotire oarecare a zalelor succesive în planul axelor articulațiilor (fig.6.10).

Uzura bolțurilor şi zalelor acestui lanț este fără importanță din cauza suprafețelor mari de contact în articulații. Avantajele acestor lanțuri constau în uşurința montării şi demontării, simplitatea legării lanțului, căruciorului şi suspensiei (fig.6.4.b) precum şi uşurința de înfăşurare a lanțului de bateria de role în curbe orizontale.

Datorită avantajelor prezentate acest tip de lanț se foloseşte frecvent în

construcția transportoarelor suspendate.

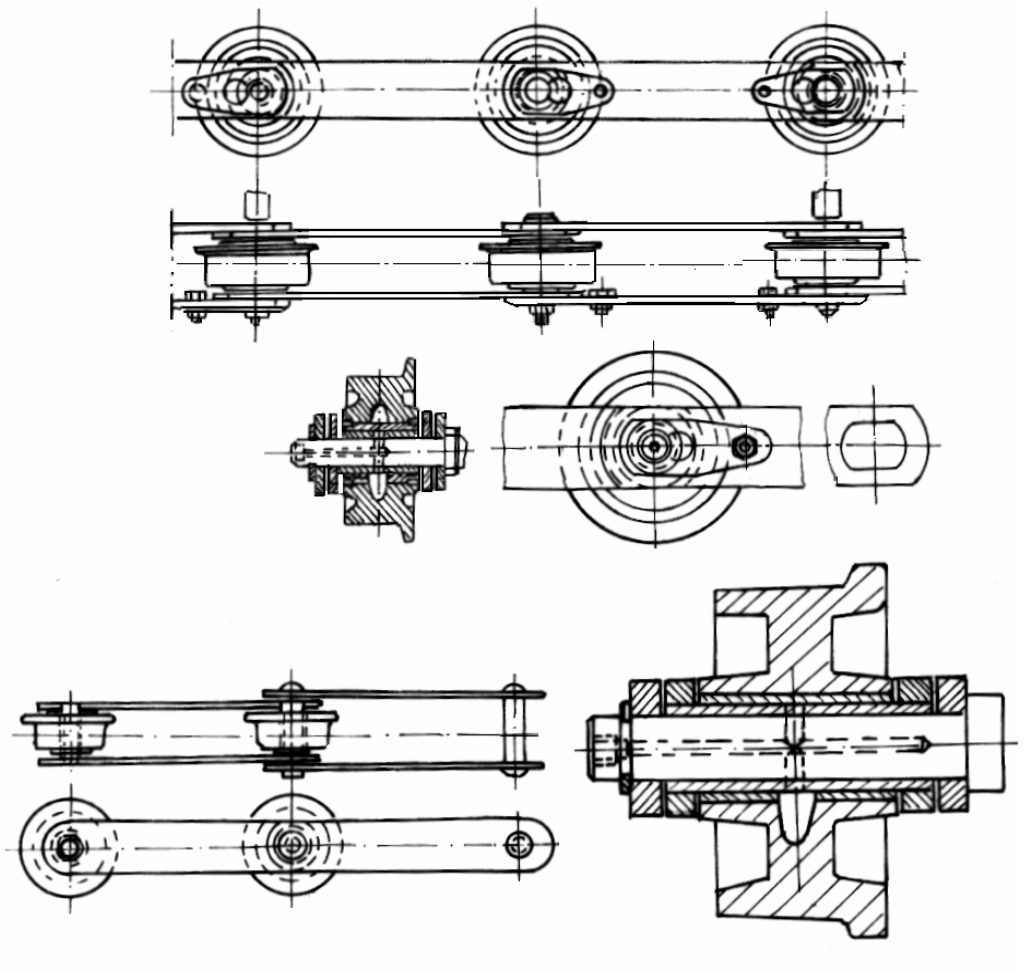


Fig. 6.8 Variante constructive de lațuri articulate cu eclise, role şi bucşe.

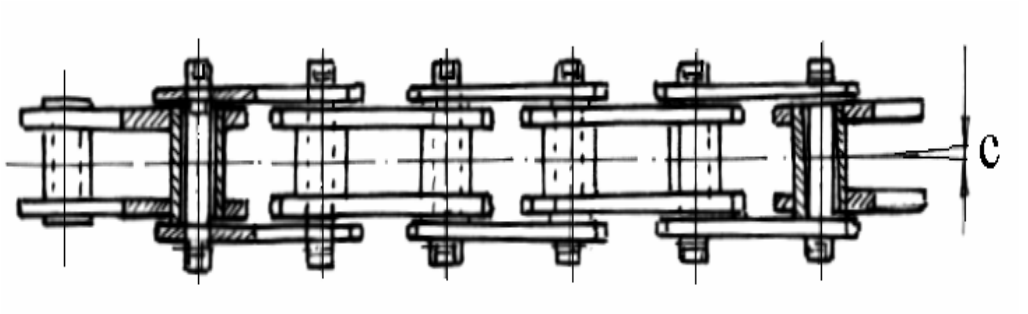


Fig. 6.9 Lanț articulat cu eclise, bolțuri şi bucşe

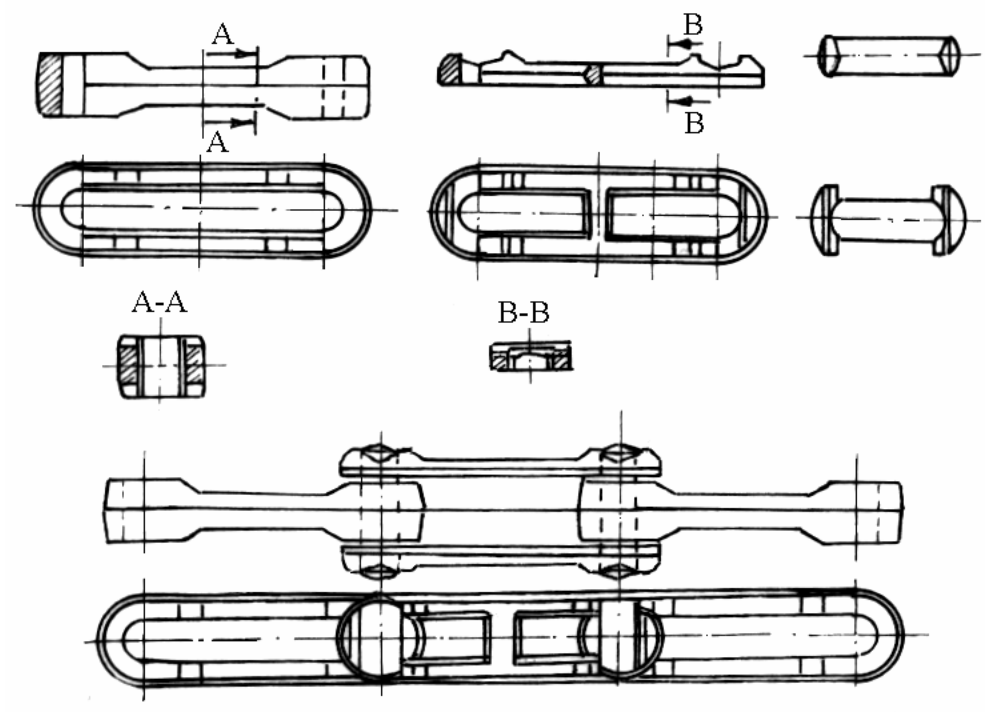


Fig. 6.10 Lanț demontabil matrițat

Încărcarea admisă a lanțului este de 3000 N iar cea mai mică rază de întoarcere a lanțului pe roată, în plan vertical, este de 320 mm, iar în plan orizontal 260 mm. Cea mai mică rază de întoarcere a lanțului pe şină în ambele planuri este 600 mm. Unghiul de înclinare al tronsoanelor înclinate nu depăşeşte 45^o-60^o, săgeata admisibilă pentru lanț este $\frac{1}{400} l$, unde l este distanța dintre punctele de sprijin.

6.3. Calculul parametrilor principali

Parametrul tehnic de bază ce caracterizează capacitatea de lucru a transportorului este productivitatea, ce se determină cu una din relațiile:

$$\Pi_G = 0{,}36 \frac{G}{a} \cdot v \qquad \text{[tf/h]}$$
$$\Pi = 3600 \frac{v}{a} \qquad \text{[buc/h]} \tag{6.1}$$

unde: G - greutatea sarcinii [N];

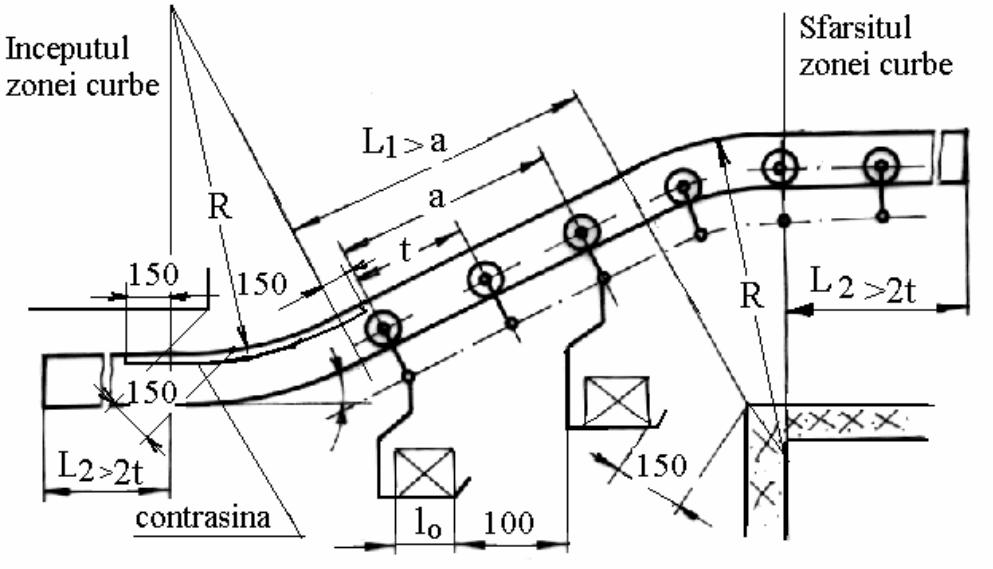


Fig. 6.11 Încadrarea zonei înclinate în gabaritul halei

a - distanța dintre două cărucioare purtătoare de sarcină [m];

v - viteza de transport [m/s].

Distanța minimă se stabileşte respectând condiția: $a_{\min}\cos\beta > l_0$ (fig.6.11). Distanța dinte cărucioarele pentru sarcini trebuie să fie un multiplu al pasului lanțului.

Pentru curbele din plan vertical, distanța *a* trebuie corelată cu raza de curbură a zonei.

Mărimea vitezei de lucru este determinată de sistemul de încărcare descărcare a produselor, precum şi de operațiile tehnologice ce se execută pe transportor. Ea se recomandă între 0,05-0,25 m/s.

Puterea motorului electric necesară antrenării transportorului se poate determina cu relația (6.2) sau cu relația (6.8).

$$P_{nec} = \frac{F_p \cdot v}{1000\eta} \quad \text{[kW]} \tag{6.2}$$

unde: F_p - forța la periferia roții de acționare [N];

v - viteza de transport [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice de la motor la roata de lanț de acționare.

$$F_p = 1{,}2\left(S_i - S_d\right) \tag{6.3}$$

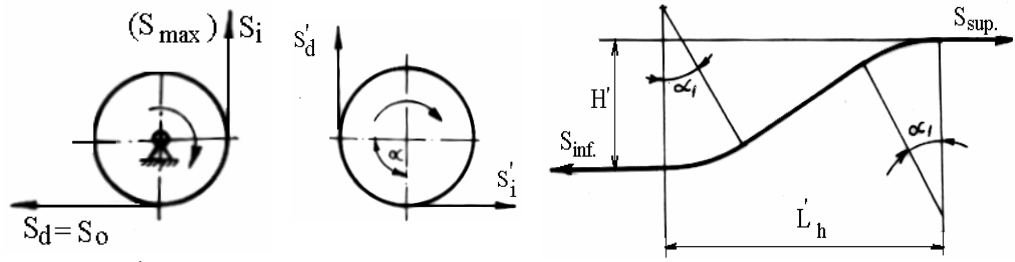


Fig. 6.12 Forte în ramurile lanțului: a) roată de acționare, b) roată de întoarcere, c) zonă înclinată.

unde: $S_{\hat{i}}$ - forța în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare (fig. 6.12 a);

S_d - forța în ramura ce se desfăşoară de pe roata de acționare (fig. 6.12 b).

Forța în ramura ce se înfășoară pe organul de acționare se determină în funcție de rezistențele la deplasare în diferite porțiuni ale transportorului. Pentru determinarea sa, conturul transportorului se împarte în porțiuni drepte orizontale, porțiuni cu coturi în planul orizontal şi în porțiuni de ridicare şi coborâre în planul vertical. Se calculează rezistențele la deplasare în diferite puncte ale transportorului, prin parcurgerea succesivă a conturului acestuia în direcția mişcării. Se va începe din punctul în care forța de întindere are valoarea minimă. Această porțiune se găseşte imediat după dispozitivul de antrenare sau când traseul este spațial poate să fie la capătul ramurii descendente. Forța de întindere minimă se admite S_o=2000-3000 N. Aplicând relația (6.4), pe fiecare porțiune a transportorului suspendat se ajunge, din aproape în aproape la valoarea forței în ramura ce se înfăsoară pe roata de acționare.

$$S_i = S_{i-1} + W_{i-1,i} \tag{6.4}$$

unde: S_i - forța din lanț într-un punct *i* al traseului;

S_{i-1} - forța din lanț punctul anterior celui considerat;

$W_{i,i-1}$ - rezistența la deplasare pe tronsonul cuprins între cele doua puncte.

Rezistențele în sectoarele rectilinii se determină cu relația generală:

$$W = (q + q_l)L\cos\beta \cdot w' \pm (q + q_l)L\sin\beta \tag{6.5}$$

unde: q – greutatea sarcinii transportate pe metru liniar [N/m];

q_l - greutatea lanțului şi a cărucioarelor pe metru liniar [N/m], q_l =100 - 350 N/m;

L – lungimea zonei considerate [m];

β - unghiul de înclinare al zonei considerate;

w' - coeficient de rezistență la deplasare ce depinde de regimul de lucru, se alege din tabelul 6.1.

Tabelul 6.1 Valorile coeficienților K_1 şi w'

Condiții de lucru	K_1					w'
	Roți pentru lanț		Baterii de role			
	$\alpha = 90^o$	$\alpha = 180^o$	$\alpha = 45^o$	$\alpha = 90^o$	$\alpha = 180^o$	
Bune	1,03	1,04	1,02	1,035	1,055	0,015-0,03
Mijlocii	1,045	1,075	1,035	1,06	1,08	0,03-0,04
Grele	1,06	1,11	1,05	1,1	1,125	0,036-0,05

In cazul roților de abatere (fig. 6.12 b), forțele în organul de tracțiune depind de regimul de lucru şi de unghiul de înfăşurare şi se determină cu relația:

$$S_d^{'} = K_1 \cdot S_i^{'} \quad [\text{N}] \tag{6.6}$$

unde: K_1 - coeficient ce depinde de regimul de lucru şi de unghiul de înfăşurare (tabelul 6.1.).

Când lanțul se deplasează în curbe situate în plan vertical pe role de rulare, figura 6.12 c, forța de tracțiune în ramura superioară a lanțului se determină cu relația:

$$S_{\text{sup.}} = \left[S_{\text{inf}} \cdot K_2 + (q + q_1)\left(H' + L_h{}' \cdot w'\right)\right] \cdot K_2 \quad [\text{N}] \tag{6.7}$$

unde: S_{inf} - forța în ramura inferioară a lanțului [N];

K_2 - coeficient de majorare a forței de tracțiune din lanț în sectorul curbiliniu vertical (tabelul 6.2).

Tabelul 6.2 Valorile coeficientului K_2

Condiții de lucru	K_2		
	Unghi la centru de abatere α_1		
	20^o	30^o	40^o
Uşoare	1,01	1,015	1,02
Mijlocii	1,02	1,025	1,035

Grele	1,03	1,04	1,05

O altă relație care permite calculul puterii motorului electric necesară antrenării transportorului este:

$$P_{nec} = \frac{1{,}2\left(S_{\max} - S_0\right)\cdot v}{1000\cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{6.8}$$

unde : $S_{\max}$ - forța maximă din ramura de lanț care se înfășoară pe roata de acționare [N];

S_0 - forța din ramura de lanț care se desfășoară de pe roata de acționare [N], (aceeaşi cu forța de întindere din lanț , $S_0 = 2000 - 3000$ N);

v - viteza de transport [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice de la motor la roata de acționare.

$$S_{\max} = S_0 \cdot K + W \quad [\text{N}] \tag{6.9}$$

unde: K - coeficient global al rezistențelor locale, $K = K_1^n \cdot K_2^m \cdot K_3^z$;

K_1 - coeficient de rezistență pe zonele curbe verticale;

K_2 - coeficient de rezistență la trecerea peste roți;

K_3 - coeficient de rezistență la trecerea pe rolele bateriei;

n – numărul zonelor curbe verticale;

m - numărul de îndoituri la trecerea peste roți sau baterii de role;

z - numărul de baterii de role.

W – rezistența la deplasare [N].

Rezistența la deplasare W se calculează cu relația:

$$W = C\left(q_s L_i + q_l L_d\right)\left(1 + AK\right) + \left(q_s - q_l\right)H \quad [\text{N}] \tag{6.10}$$

unde: C – coeficient de rezistență pe zonele drepte ale transportorului (tabelul 6.4);

A – coeficient, se adoptă A=0,35;

K - coeficient global al rezistențelor locale;

q_s - greutatea sarcinii, a căruciorului, etrierului şi lanțului, pe metru liniar [N/m];

q_l - greutatea căruciorului, etrierului, lanțului, pe metru liniar [N/m];

L_i - lungimea zonei încărcată cu sarcina de transportat inclusiv cărucioare şi etrieri [m];

L_d - lungimea zonei fară sarcina de transportat [m],(numai cu cărucioare şi etrieri);

H - diferența între nivelul zonei încărcate şi al celei descărcate a transportorului [m];

In cazul transportoarelor cu mişcare prin fricțiune, cu ghidare în calea de rulare (în cazul cablurilor sau a lanțurilor forjate):

$$S_{\max} = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot W \quad [\text{N}] \tag{6.11}$$

unde: μ - coeficient de frecare cu calea de rulare (tabelul 6.3);

α - unghi la centru corespunzător zonei curbe;

W – rezistența la deplasare [N].

Puterea necesară acționării transportorului se va calcula în acest caz, cu relația:

$$P_{nec.} = \frac{1{,}2\left(1 - e^{-\mu\alpha}\right) \cdot S_{\max} \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{6.12}$$

unde: S_{max} – forța maximă în ramura ce se înfăşoară pe roata de acționare [N], relația (6.11);

v - viteza de transport [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice de la motor la roata de acționare.

Tabelul 6.3 Valorile coeficientului de frecare

Materialul blocului de role	Atmosfera de lucru	Organul de tracțiune	
		Cablu de oțel	Lanțuri forjate de oțel
Fontă sau oțel	Uscată	0,12	0,15
Fontă sau oțel	Umedă	0,1	0,12
Căptuşeală din cauciuc piele sau lemn	Uscată	0,2	0,3
	Umedă	0,16	-

Tabelul 6.4 Valorile coeficientului *C*

Condiții de funcționare a transportoarelor	Coeficient *C* pentru role		Observații
	pe bucşe de alunecare	pe lagăre de rostogolire	

Uşoare	0,06	0,015	funcționare în încăperi încălzite
Mijlocii	0,08	0,025	
Grele	0,10	0,03	
Uşoare	0,08	0,02	funcționare în încăperi neîncălzite şi în aer liber
Mijlocii	0,10	0,03	
Grele	0,12	0,04	

7. ELEVATOARE

7.1 Clasificarea şi utilizarea elevatoarelor

Elevatoarele sunt utilizate pentru transportul sarcinilor mărunte şi prăfoase precum şi a celor în bucăţi pe direcţie verticală sau înclinată faţă de orizontală sub un unghi de 70^o, când diferenţele de nivel sunt mari.

Elevatoarele se pot clasifica după direcţia de transport (verticală sau înclinată), după organul de tracţiune (bandă sau lanţ), după construcţia cupelor (cupe cu fundul rotunjit sau cupe cu secţiune triunghiulară), după modul de încărcare (prin săpare sau prin turnare), după modul de descărcare (centrifugală sau gravitaţională).

Pentru transportul materialelor vărsate se utilizează elevatoarele cu cupe, iar pentru transportul sarcinilor în bucăţi se utilizează elevatoarele cu leagăne sau cu dispozitive de prindere rigide. Organele flexibile pentru tracţiune folosite la elevatoare sunt benzile cauciucate sau lanţurile în funcţie de condiţiile de lucru şi de costul instalaţiei de transport.

7.2 Elevatoare cu bandă

7.2.1 Caracteristici generale

Elevatoarele cu bandă au o greutate mai mică şi un cost mai redus; ele permit funcţionarea la viteze mai mari decât cele cu lanţ şi atingerea unor productivităţi mai ridicate. In exploatare au o funcţionare silenţioasă fără şocuri, în schimb, banda fiind mai puţin rezistentă înălţimea elevatorului nu poate depăşi 55 - 60 m. De asemenea,

elevatoarele cu bandă nu pot fi utilizate la transportul materialelor cu rezistență mare la săpare, datorită prinderii mai slabe a cupelor la bandă şi nici la transportul materialelor fierbinți (se admit pentru materialele transportate temperaturi sub 60^{o} C) sau a celor care exercită o acțiune dăunătoare asupra benzii.

Transportoarele cu bandă şi cupe se folosesc în bune condițiuni în silozurile de cereale precum şi în liniile tehnologice ale industriei morăritului şi panificației.

Silozurile existente în țara noastră sunt dotate în general cu elevatoare cu productivitate de 40 şi 80 t/h, iar în unele dintre ele există elevatoare cu productivitate de 160 t/h. Se mai folosesc elevatoare cu productivitate de 25 t/h la instalațiile de uscare, pentru depozitarea produsului uscat în celulele silozului.

Simbolizarea unui elevator se poate face prin indicativul EL 80/46 ceea ce înseamnă elevator cu productivitatea 80 t/h şi înălțimea de 46 m.

7.2.2 Construcția elevatorului cu bandă

Elevatorul cu bandă din figura 7.1 are următoarele părți componente: capul de acționare cu gura de deversare 2; banda cu cupe 11; corpul elevatorului format din mai multe tronsoane în care se deplasează banda: 4 şi 5 tronsoane înclinate; 6 - tronson normal; 7 - tronson cu fereastră; 8 - tronson cu rolă; 9 - tronson demontabil; 10 - tronson de completare; piciorul elevatorului 1 cu pâlnia de alimentare 12; dispozitivul de întindere montat în piciorul elevatorului; rola de conducere 3; motorul electric 16; cuplajele 13 şi 15; reductorul 14.

Motorul 1 este cuplat prin intermediul unui cuplaj de blocare 15 cu reductorul 14, care are rolul de a reduce turația arborelui motorului electric la o turație corespunzătoare vitezei periferice a tamburului de antrenare care trebuie să fie egală cu viteza de transport. Legătura dintre reductor şi arborele tamburului de antrenare se realizează cu un cuplaj 13. Atât arborele de antrenare cât şi arborele tamburului de întindere, de la piciorul elevatorului se montează pe lagăre cu rulmenți cu bile şi au aceeaşi viteză de rotație. Peste cei doi tamburi trece banda pe care sunt montate cupele. Antrenarea benzii se realizează ca urmare a frecării sale cu cei doi tamburi. Periodic este necesar să se realizeze întinderea benzii cu ajutorul unui dispozitiv de întindere cu şurub montat în piciorul elevatorului.

Capul elevatorului trebuie să aibă o formă corespunzătoare felului de descărcare a cupelor astfel încât să fie asigurată scurgerea nestingherită a materialului
până în gura de ieşire a elevatorului, eliminând posibilitatea de cădere a produsului de-

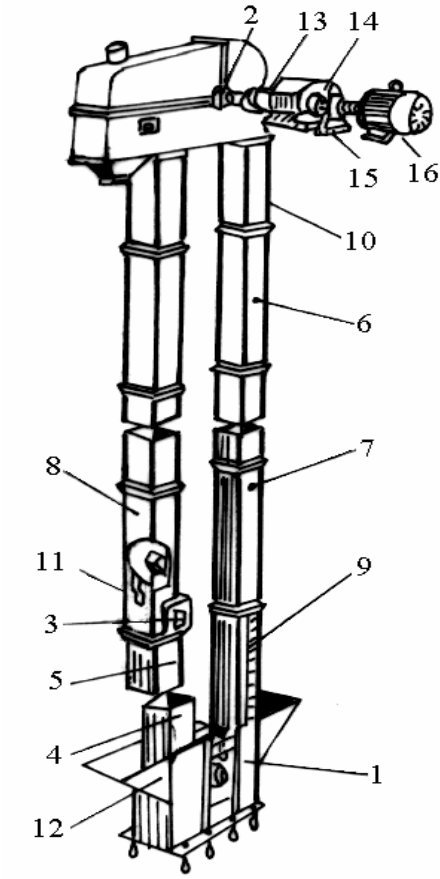


Fig. 7.1 Elevator cu bandă şi cupe a lungul ramurilor benzii cu cupe.

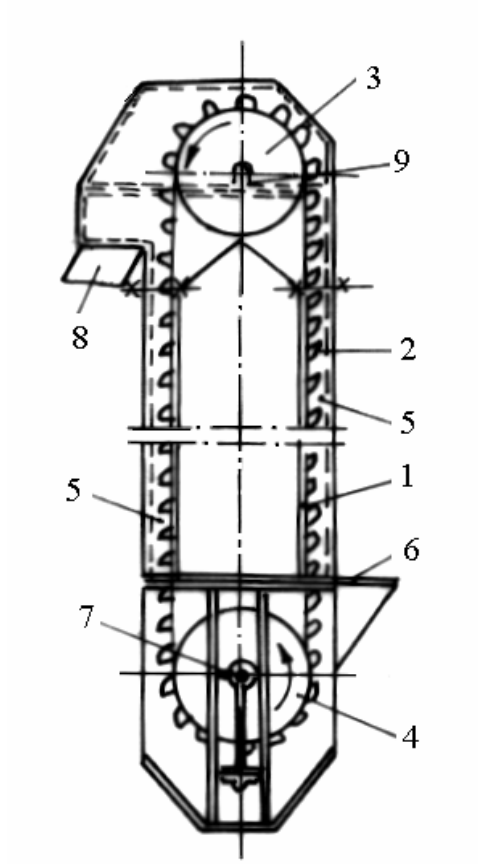


Fig. 7.2 Schema cinematică a unui elevator cu cupe

Gura de descărcare 8, a capului elevatorului (fig.7.2) se dispune la nivelul limitei inferioare a tobei de acționare, sau la cel puțin 100 mm sub nivelul axei acestei tobe.

Capul elevatorului susține pe console motorul şi reductorul din transmisia mecanică de acționare.

Corpul elevatorului are forma unui jgheab de secțiune dreptunghiulară. El este format din tronsoane de 2-3 m lungime executate din tablă de oțel de 2-4 mm grosime şi rigidizate cu corniere, fiind prevăzute cu ferestre de vizitare (cu sticlă organică) şi cu ferestre speciale pentru întinderea şi fixarea benzii cu cupe.

Piciorul elevatorului cuprinde dispozitivul de întindere 7 şi serveşte totodată la

alimentarea elevatorului. Alimentarea se face printr-o gură de alimentare 6, plasată puțin deasupra axului tobei de întindere 4, pe partea ascendentă a elevatorului, astfel încât materialul să curgă direct în cupe (fig.7.2). In cazul umplerii cupelor prin săpare în materialul depozitat în picior, pâlnia poate fi plasată chiar la nivelul axei tobei. Piciorul elevatorului mai este prevăzut cu o pâlnie de golire, pentru evacuarea materialului din picior, în cazul înecării elevatorului. Acest lucru se poate întâmpla în cazul în care debitul de alimentare depăşeşte productivitatea.

Cupele se execută sudate din tablă de oțel cu grosime de 1,5-3 mm. Forma lor depinde de natura materialului transportat şi de metoda de descărcare adoptată. Cupele rotunjite cu adâncime redusă (fig.7.3 a) se utilizează pentru transportul materialelor care se scurg greu şi care au tendința să adere la pereții cupei (făină, tărâțe, urluială, griş, zahăr). Cupele rotunjite adânci (fig.7.3 b) se utilizează la transportul materialelor cu granulație mică, care se scurg uşor (cereale şi produse combinate). Cupele cu fundul ascuțit se utilizează la transportul materialelor cu granulație mare şi mijlocie la descărcarea gravitațională dirijată (ştiuleți de porumb).

Dimensiunile cupelor nu sunt standardizate, dar sunt recomandate între anumite limite.

Obişnuit, cupele adânci se construiesc cu lățimi b =134 - 450 mm, înălțimi h = 100 - 200 mm şi capacități i = 0,75 - 14,5 dm^3. Cupele cu adâncime redusă au b = 160 - 450 mm, h = 100 - 285 mm şi i = 0,65 - 15 dm^3. Cupele ascuțite se construiesc cu b = 160 - 900 mm; h = 155 - 620 mm, şi i = 1,5 - 130 dm^3.

Fundul cupei se execută la 45^o față de orizontală în cazul cerealelor şi la 60^o pentru materiale făinoase.

Cupele ascuțite având pereții laterali terminați cu borduri şi fiind montate una lângă cealaltă (în solzi), fundul lor formează un fel de jgheab, care asigură descărcarea dirijată a materialelor.

Pasul cupelor este impus de natura produsului transportat. El se alege astfel ca, după încărcarea unei cupe din grămada de produs, acesta să aibă timp să revină la loc după trecerea fiecărei cupe, în caz contrar cupa următoare va găsi în fața ei un gol şi nu se va mai putea umple. Pentru a se evita acest efect este necesar să se țină seama de o bună corelare între distanța dintre cupe (pasul cupelor) şi viteza de deplasare a benzii, avându-se în vedere şi natura produsului. Când produsul se scurge greu, se aleg distanțe mari între cupe şi viteze mici ale benzii şi invers. Produsele boabe pot fi considerate, ca produse cu scurgere uşoară şi produsele făinoase (făină de filtru, tărâțe etc.) ca produse cu scurgere greoaie.

Pasul cupelor rotunjite se adoptă a = (2-3,5)h, iar al cupelor ascuțite a

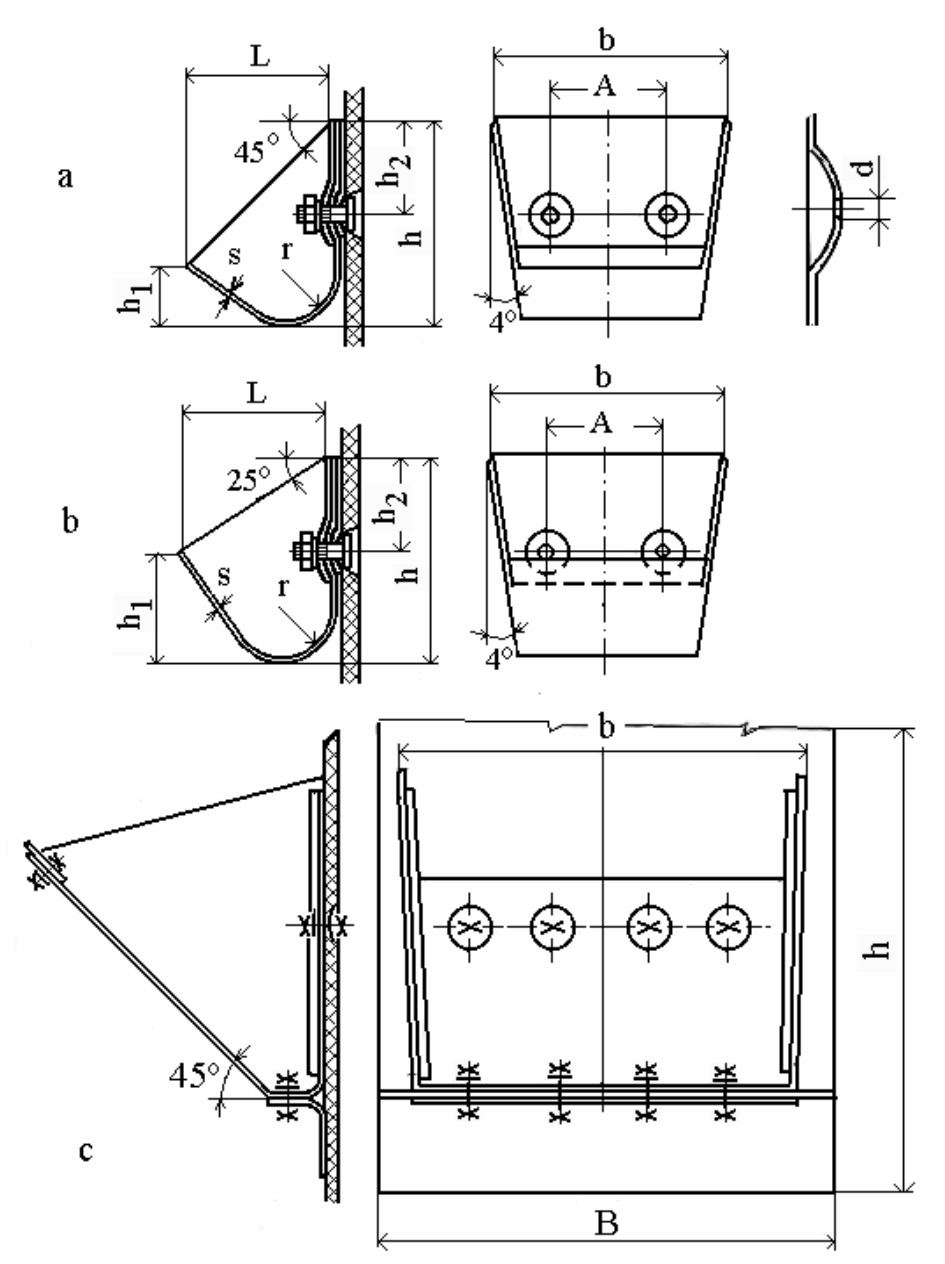


Fig. 7.3 Variante constructive de cupe

= (h +5 ÷ 10) mm.

Fixarea cupelor la banda flexibilă se realizează cu şuruburi cu cap înecat dispuse pe unul sau două rânduri. In locul fixării, peretele cupei este adâncit, astfel

încât capul şurubului să nu iasă în afara benzii (fig.7.3 a) şi să provoace lovituri la trecerea acestuia peste tobă; capul lat al şurubului asigură o presiune redusă asupra benzii. Pentru curățirea părților interioare ale carcasei elevatorului, se recomandă ca, odată pe săptămână în locul unei cupe să se fixeze o perie.

Banda confecționată din țesătură textilă sau din cauciuc cu inserții textile are o lățime care variază în funcție de capacitatea necesară a elevatorului de la 60 până la 300 mm. Lățimea benzii se ia cu 10-15 mm mai mare decât lățimea cupelor folosite, în cazul benzilor cu lățimi peste 200 mm. De asemenea, lățimea benzilor se ia cu 10-20 mm mai mică decât cea a tobelor.

Numărul de inserții textile se determină din condiția de rezistență ca şi la transportoarele cu bandă flexibilă şi este dependent de lățimea benzii B.

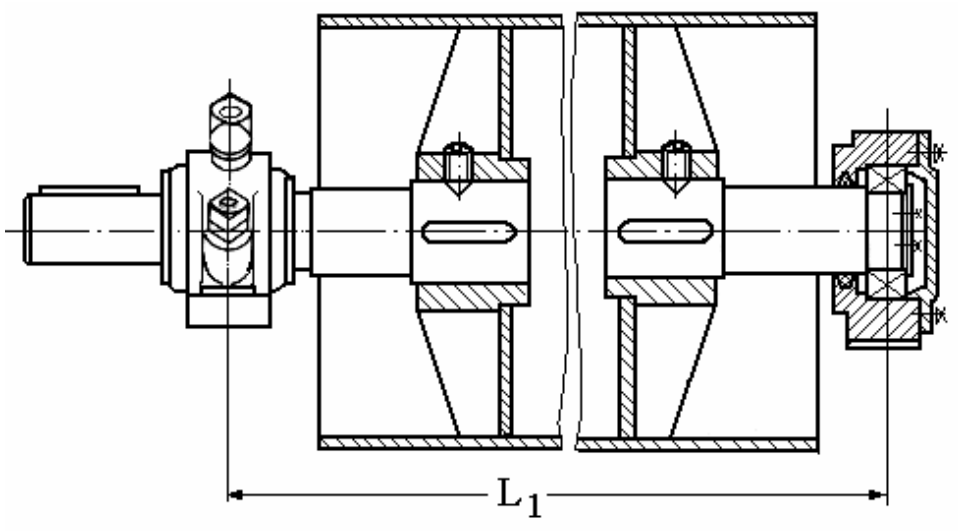


Fig. 7.4 Ansamblul tobei de acționare

Diametrul tobei de acționare se adoptă D ≥ (125-150) i (i fiind numărul de inserții textile al benzii).

Tobele pentru elevatoarele mai mari se execută cu diametrul cuprins între 300 şi 600 mm şi cu suprafața puțin bombată pentru a împiedica alunecarea laterală a benzii.

Pentru determinarea diametrului tobei se poate utiliza şi relația empirică:

$$D = 0{,}05 + 1{,}5b + \frac{H}{100} \quad [\text{m}] \tag{7.1}$$

unde: b - lățimea cupei [m];

H - înălțimea elevatorului [m]

Dimensiunea rezultată trebuie verificată cu condiția impusă de rezistența benzii $D \geq 150i$.

In figura 7.4. se prezintă un desen de ansamblu de montaj al tobei de acționare.

7.2.3 Principii de calcul privind descărcarea

In procesul de încărcare-descărcare, particulele de produs, în timpul trecerii cupelor în jurul tamburului superior sau inferior, se află sub acțiunea a două forțe: forța gravitației $G = mg$ şi forța centrifugă $F_c = m r \omega^2$. Aceste două forțe dau o rezultantă *R*, a cărei prelungire întâlneşte verticala dusă prin centrul O al roții (fig.7.5). Punctul de intersecție P se numeşte polul mişcării.

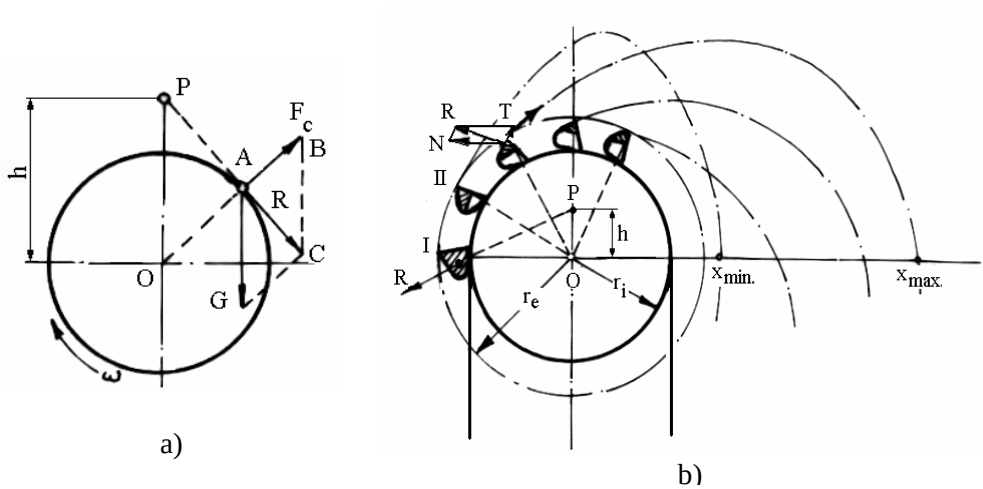


Fig. 7.5 Forțele ce acționează asupra particulei şi traiectoria acesteia

Din asemănarea triunghiurilor OPA şi BCA rezultă:

$$\frac{h}{r} = \frac{mg}{m\omega^2 r} \qquad (7.2)$$

de unde:

$$h = \frac{g}{\omega^2} = \frac{30^2 \cdot g}{\pi^2 \cdot n^2} = \frac{895}{n^2} \quad [\text{m}] \qquad (7.3)$$

Polul *P* se află la distanța *h* de centrul *O*, distanță ce depinde numai de turația

tobei deoarece poziția polului rămâne permanent aceeaşi, oricare ar fi poziția cupei pe circumferință. Cu cât viteza benzii este mai mare cu atât şi distanța h scade. Distanța polară h are un rol important la descărcarea cupelor, în timpul trecerii peste toba superioară. In funcție de mărimea lui h apar trei cazuri după cum $h < r_i$; $h > r_e$ sau $r_i < h < r_e$. Raza interioară r_i este egală cu raza tobei, iar raza exterioară r_e este egală cu raza cercului format de buza exterioară a cupei în rotire pe tobă. Raza exterioară r_e este formată deci, din raza interioară r_i, grosimea benzii şi deschiderea cupei.

In primul caz, $h < r_i$ (fig. 7.5 b), în toate pozițiile cupei rezultanta R este dirijată spre exteriorul cupei. In poziția I rezultanta R fiind foarte aproape de normală pe peretele cupei, particulele rămân în repaus relativ față de cupă. In poziția II, rezultanta R descompusă în normala N şi componenta T, începe să aibă componenta $T > N$ tg ρ_1 (ρ_1 fiind unghiul de frecare al materialului pe peretele cupei) iar produsul începe să se deplaseze spre marginea exterioară a cupei. Deci în cazul $h < r_i$ la descărcare predomină efectul forței centrifuge, descărcarea, făcându-se centrifugal, iar elevatorul se numeşte elevator cu descărcare centrifugală.

La elevatorul cu descărcare centrifugală, produsul, în poziția II, începe să se deplaseze înspre marginea exterioară a cupei, de unde îşi ia o traiectorie de zbor liber, pe baza vitezei inițiale. Această traiectorie are forma unei parabole, iar suma traiectoriilor, rezultate din fiecare poziție a cupei formează un fascicul de traiectorii delimitând o zonă precisă de vărsare a produsului, în funcție de care se determină dimensiunile şi forma capului şi tubului de evacuare a elevatorului.

Ecuația parabolei este:

$$y = \frac{g}{v_a^2} \cdot x^2 \qquad (7.4)$$

unde: x - direcția vitezei inițiale tangențiale;

y - direcția pe verticală;

v_a - viteza absolută la pornire pe traiectorie a particulei

Pentru a trasa parabolele pentru diferite poziții, respectiv pentru traiectoria particulelor cu deplasarea maximă şi pentru traiectoria particulelor cu deplasare minimă, se folosesc următoarele relații pentru x_{min} şi x_{max} care sunt distanțele pe axa orizontală a tobei până la parabola cea mai apropiată şi respectiv cea mai depărtată de centrul O al tamburului. Aceste relații se folosesc pentru a stabili exact dimensiunile capului elevatorului. Cum produsul se varsă numai pe marginile superioare ale cupelor, zona de vărsare trece pe deasupra cupelor din față, ceea ce permite o apropiere cât de mare a cupelor una față de alta pe bandă. Distanța dintre ele este determinată numai de capacitatea de scurgere a produsului în vrac, pentru a avea

timpul necesar de completare a golului lăsat prin umplerea cupei anterioare.

$$x_{\max}^2 = \frac{2r_i^2}{h}\left(\frac{h^2 + r_e^2}{2h} - y\right)$$
$$x_{\min}^2 = 2h\left(\frac{h^2 + r_e^2}{2h} - y\right) \qquad (7.5)$$

Dacă $y = 0$:

$$x_{\max} = \frac{r_i}{h}\sqrt{h^2 + r_e^2};\ x_{\min} = \sqrt{h^2 + r_e^2} \qquad (7.6)$$

In cazul al doilea, $h > r_e$, rezultantele ce acționează asupra particulelor, între pozițiile I şi II, sunt dirijate în jos, iar materialul capătă tendința de deplasare spre peretele interior al cupei.

Spre deosebire de primul caz, zona de vărsare formată din suma traiectoriilor particulelor va atinge spatele cupei din față dacă aceasta nu se află la o distanță suficient de mare. Descărcarea este o descărcare gravitațională liberă. Pentru a se asigura o capacitate mărită elevatorului prin reducerea distanței dintre cupe, este necesar să se aplice o rolă de abatere spre interior a ramurii descendente.

In cazul al treilea, $r_i < h < r_e$ când polul P se află între cele două raze (r_i şi r_e), forțele care acționează asupra particulelor de material, în poziția I, sunt dirijate spre fundul cupei, produsul rămânând în repaus până la trecerea prin verticala centrului O al tobei. In acest moment, toate particulele sunt dirijate spre gura cupei, descărcarea începând imediat, în dreptul verticalei ce trece prin centrul tobei. Zona de vărsare a materialului este plasată mai sus decât în cazul al doilea, ceea ce permite ca distanța dintre cupe să se ia mai mică şi deci să se elimine abaterea spre interior a ramurii coborâtoare. Descărcarea se numeşte centrifugo-gravitațională sau mixtă.

In industria morăritului se foloseşte frecvent cazul $h < r_i$ corespunzător descărcării centrifugale.

Dacă în timpul mişcării se obține o asemenea viteză a benzii încât forța centrifugă să fie egală cu cea de greutate (fig.7.6 b), atunci se poate considera că la trecerea cupei prin punctul cel mai înalt particula se află în echilibru. In acest caz forța centrifugă este egală cu forța de greutate:

$$\frac{mv^2}{r_i} = mg \qquad (7.7)$$

sau:

$$v^2 = r_i \cdot g$$

Pentru $r_i = D/2$, unde D reprezintă diametrul tobei superioare se poate scrie că viteza particulelor de material este:

$$v = 2{,}2\sqrt{D} \tag{7.8}$$

Cele trei cazuri pot fi prinse într-o relație de forma:

$$v = k\sqrt{D} \tag{7.9}$$

Mărimea coeficientului K determină felul descărcării. Dacă $K < 2{,}2$, atunci $F_c < G$, $h > r_i$ (fig.7.6.a), descărcarea este gravitațională. Acest caz poate apare la deplasarea sarcinilor în bucăți, de exemplu a ştiuleților de porumb la o viteză a benzii de 0,9 - 1 m/s.

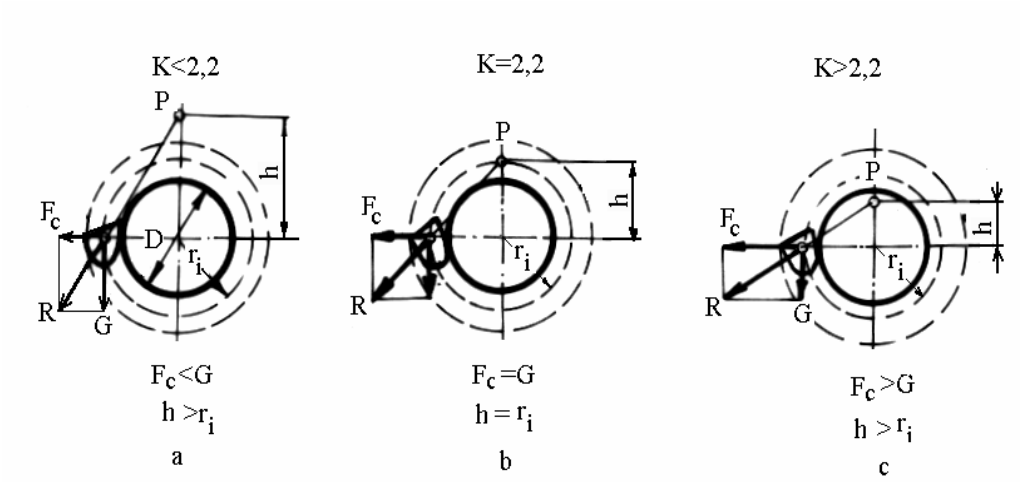


Fig. 7.6 Poziția polului descărcării

In cazul $K = 2{,}2$ rezultă $Fc = G$, $h_i < h < r_i$ (fig.7.6.b), descărcarea este centrifugo-gravitațională. Se întâlneşte în cazul transportării cerealelor sub formă de boabe şi a produselor măcinate.

In cazul $K > 2{,}2$ rezultă $Fc > G$, $r_i < h$ (fig.7.6.c), descărcarea este centrifugală. Elevatoarele caracterizate prin valori ale lui K = 2,2 - 2,6 se utilizează pentru transportul grăunțelor cu umiditate > 17 %, iar cele pentru care K > 2,6 se utilizează pentru transportul făinii cu umiditate < 17 %.

Pentru a asigura o desfăşurare normală a procesului de descărcare centrifugală

trebuie să existe un anumit raport între greutatea materialului şi forţa centrifugă. Experimental s-a constatat că acest raport se ia pentru o serie de materiale egal cu 2/3, astfel se poate scrie:

$$\frac{mv^2}{R} = \frac{2}{3} m \cdot g \text{ sau } R = \frac{3}{2} \cdot \frac{v^2}{g} \qquad (7.10)$$

Din relaţia 7.10 rezultă că raza tamburului de acţionare creşte cu pătratul vitezei, ceea ce explică dimensiunile mai mari ale acestuia în cazul elevatoarelor rapide cu viteze ≥ 2 m/s. Pentru buna descărcare a materialului este importantă şi valoarea unghiului γ (teşirea marginilor cupei) care se adoptă 25^o-30^o pentru materiale uscate, 45^o pentru materiale foarte umede.

7.2.4 Calculul parametrilor principali

Productivitatea elevatoarelor variază în limite largi în funcţie de natura materialului transportat. Astfel pentru cereale poate fi 35 t/h, pentru şroturi, grişuri 10,5 t/h, pentru făină 11,5 t/h, tărâţe 6,75 t/h.

Productivitatea este o caracteristică tehnică a instalaţiei care pe baza relaţiei (7.11) permite dimensionare cupelor.

$$\Pi_m = 3{,}6 \frac{i}{a} v \cdot \rho \cdot \psi \quad \text{[t/h]} \qquad (7.11)$$

unde: i - capacitatea cupei [dm^3];

a - pasul cupelor [m];

v - viteza de transport [m/s];

ρ - densitatea materialului transportat [kg/dm^3];

Ψ - coeficient de umplere;

Ψ = 0,85 - 0,95 pentru boabe şi făină;

Ψ = 0,75 - 0,9 pentru sarcini în bucăţi mai mari.

Din relaţia 7.11 se calculează raportul i/a în funcţie de care se aleg din tabelul 7.1, dimensiunile reprezentative ale cupelor, lăţimea b şi pasul a.

In tabelul 7.2 se înscriu câteva date asupra caracteristicilor cupelor pentru făină, confecţionate din tablă albă, iar în tabelul 7.3 pentru cupele ce transportă grâu, confecţionate din tablă neagră groasă de 1,5-3 mm.

Viteza de deplasare a benzii variază în funcţie de natura produsului transportat.

Astfel, pentru cereale, viteza medie este de 2-2,8 m/s, iar în cazul elevatoarelor de mare capacitate 3,5 m/s, pentru produsele mărunte (şroturi şi grişuri) 1,3 - 1,8 m/s, iar pentru făină şi tărâţe 1,2 - 1,5 m/s. Viteza se poate calcula şi în funcţie de diametrul tobei de acţionare, revenind în acest caz: pentru cereale $v = 3{,}3\ D$, pentru şroturi şi grişuri $v = 2{,}5\ D$, iar pentru făină şi tărâţe $v = 2{,}2\ D$, în care caz D se exprimă în metri. Alegerea unei viteze excesive face ca produsul să nu se descarce din cupe sau să fie antrenat pe firul coborât al elevatorului.

Tabelul 7.1 Dimensiunile reprezentative ale cupelor

Lăţimea cupei b [mm]	Cupe adânci			Cupe joase		Cupe cu margini îndreptate		
	a [mm]	i [dm^3]	i/a [dm^3/m]	i [dm^3]	i/a [dm^3/m]	a [mm]	i [dm^3]	i/a [dm^3/m]
135	300	0,75	2,5	-	-	-	-	-
160	300	1,1	3,67	0,65	2,17	160	1,5	9,4
200	300	2	6,67	1,1	3,67	-	-	-
250	400	3,2	8	2,6	6,5	200	3,6	18,0
350	500	7,8	15,6	7,0	14,0	250	7,8	31,2
450	600	14,5	24,5	15,0	25,0	320	16,0	50,0
600	-	-	-	-	-	400	34,0	85,0
750	-	-	-	-	-	500	67,0	134,0
900	-	-	-	-	-	600	130	206,0

Tabelul 7.2 Caracteristicile cupelor pentru făină

Lăţime bandă B[mm]	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
Lăţime cupă b[mm]	85	90	100	105	115	120	125	130	135	140	150	150

Capacitate i [dm^3]	0,25	0,3	0,4	0,45	0,52	0,60	0,80	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Tabelul 7.3 Caracteristicile cupelor pentru grâu

Lățime bandă B [mm]	90	110	130	150	170	180	200	220	260	300
Lățime cupă b [mm]	80	100	110	125	130	140	145	160	160	160
Înălțime totală h cupă [mm]	80	100	110	130	130	135	145	155	155	170
Înălțime cupă h_1 de la bază la buza inferioară [mm]		57	62	75	75	80	85	90	92	120
Înălțime cupă de la buza inferioară la cea superioară [mm]		43	48	55	55	55	60	65	63	50
Capacitate cupă i [dm^3]		0,4	0,6	0,9	1	1,2	1,5	2	2,5	3

Puterea necesară acționării tobei de antrenare se poate determina cu relația:

$$P_{nec.} = \frac{\Pi_m \cdot g \cdot H}{3600 \cdot \eta} \qquad (7.12)$$

unde: Π_m - productivitatea elevatorului [t/h];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

H - înălțimea de ridicare [m];

η - randamentul transmisiei mecanice;

η = 0,7 pentru H < 30 m;

η = 0,75 pentru H = 30 - 40 m;

η = 0,8 pentru H = 40 - 50 m;

η = 0,85 pentru H = 50 - 60 m.

Când se poate determina forța la periferia tobei de antrenare, puterea necesară acționării se poate determina cu relația:

$$P_{nec} = \frac{F_p \cdot v}{1000 \cdot \eta} \tag{7.13}$$

unde: v - viteza la periferia tobei de antrenare egală cu viteza de transportat [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice:

$$F_p = S_i - S_d + W_1 + W_2 \quad [\text{N}] \tag{7.14}$$

unde: S_i – forța în ramura ce se înfăşoară pe toba de acționare [N];

S_d – forța în ramura ce se desfăşoară de pe toba de acționare;

W_1- rezistența datorită frecării în lagărul tobei de acționare;

W_2 - rezistența la înfăşurarea benzii pe toba de acționare.

$$S_i = \frac{S}{2} + \left[z\left(q_1 + q_2\right) + q_3 \right] H + W_3 + W_4 + W_5 \quad [\text{N}] \tag{7.15}$$

unde: S - forța de întindere a benzii la montaj realizată cu dispozitivele de întindere; se adoptă egală cu 12 N/cm de lățime bandă;

z - numărul cupelor pe un metru de lungime de bandă;

q_1 - greutatea unei cupe [N];

q_2 - greutatea materialului ce intră într-o singură cupă [N];

q_3 - greutatea pe metru liniar a organului de tracțiune [N/m];

W_3 - rezistența în lagărele tobei de întindere [N];

W_4 - rezistența la înfăşurare a benzii pe toba de întindere [N];

W_5 - rezistența opusă de material la încărcarea în cupe.

$$S_d = \frac{S}{2} + \left(z \cdot q_1 + q_3 \right) H \quad [\text{N}] \tag{7.16}$$

$$W_1 = \left(S_i + S_d + G_1 \right) \mu_1 \cdot \frac{d_1}{D_1} \quad [\text{N}] \tag{7.17}$$

unde: G_1 şi G_2 - greutatea tobelor şi arborilor din capul şi respectiv, piciorul elevatorului;

μ_1, μ_2 - coeficienți de frecare în lagărele celor două tobe;

$$W_3 = \left(S + G_2 \right) \mu_2 \cdot \frac{d_2}{D_2} \quad [\text{N}] \tag{7.18}$$

d_1, d_2 - diametrul fusului arborelui în dreptul lagărelor;

D_1, D_2 - diametrul tobelor (de acționare respectiv de întindere).

$$W_2 = 0{,}5 \cdot \frac{\delta}{R_1^{1,3}} \cdot S_d \quad [\text{N}] \tag{7.19}$$

$$W_4 = 0{,}5 \cdot \frac{\delta}{R_2^{1,3}} \cdot S_{d'} \quad [\text{N}] \tag{7.20}$$

unde: δ - grosimea benzii [mm];

R_1, R_2 - razele celor două tobe [mm];

$S_{d'} = \frac{S}{2} + W_3$ [N], tensiunea din ramura de bandă ce se desfăşoară de pe toba de întindere.

$$W_5 = K_1 \cdot \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} H \tag{7.21}$$

unde: Π_m - productivitatea elevatorului [t/h];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

v - viteza de transport [m/s];

K_1- coeficient în funcție de viteza organului de tracțiune şi caracteristicile materialului;

K_1= 1 - 6, valorile mai mici se adoptă pentru viteze mici şi materiale cu granulație fină, care curg uşor.

De asemenea, este necesar a se lua în considerație relația dintre $S_î$ şi S_d dată de Euller:

$$S_i = S_d \cdot e^{\mu \alpha} \tag{7.22}$$

unde: μ - coeficient de frecare bandă - tobă;

α - unghi de înfăşurare al benzii pe toba de acționare.

In mod aproximativ, forța maximă în organul de tracțiune poate fi exprimată:

$$S_{\max} = 1{,}15H\left(q' + K_1 \cdot q_{t'}\right) \quad [\text{N}] \tag{7.23}$$

unde: q' - greutatea sarcinii pe unitatea de lungime [N/m];

$$q' = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v}$$

K_1 - coeficient ce ține seama de rezistențele la deplasare, la înfăşurare pe tobe şi la săpare; K_1=2,5 pentru cupe rotunjite; K_1= 2 pentru cupe cu fundul ascuțit;

q'_t - greutatea pe metru liniar a organului de tracțiune inclusiv a cupelor [N/m];

$q'_t = K_2.q'$ [N/m];

K_2= 1,1 - 1,6.

După determinarea forței maxime în bandă se verifică rezistența acesteia cu ajutorul relației (2.93) paragraful 2.14.

După determinarea puterii necesare antrenării, relația 7.12 sau 7.13, se va alege un motor electric asincron de c.a. a cărui putere nominala să fie mai mare decât cea calculată, dar imediat superioară.

7.3 Elevatoare cu lanț

7.3.1 Caracteristici generale

Elevatoarele cu lanț se utilizează când în organul de tracțiune apar eforturi mari. Sunt destinate pentru transportul sarcinilor grele şi a sarcinilor care au o influență negativă asupra benzii (cazul sarcinilor fierbinți). Organele purtătoare de sarcină pot fi cupe (fiind utilizate pentru transportul sarcinilor mărunte şi prăfoase), platforme (fiind utilizate pentru transportul sarcinilor în bucăți). Viteza de transport nu depăşeşte 1 m/s, poate fi 0,65 m/s în cazul lanțurilor cu zale sudate calibrate sau 0,8 m/s în cazul lanțurilor cu plăcuțe articulate.

7.3.2 Construcția elevatoarelor cu lanț

Elevatoarele cu lanț au aceleaşi subansamble componente ca şi cele cu bandă, cu deosebirea că organul de tracțiune este constituit din unul sau două lanțuri articulate cu eclise şi bucşe sau cu eclise bucşe şi role cu pasul de la 100 până la 630 mm, iar organele de acționare sau de întindere peste care se înfăşoară lanțul sunt roți de lanț profilate cu un număr de minim 6 dinți.

In figura 7.7 este prezentat un elevator cu două rânduri de lanțuri şi cu platforme pentru transportul sarcinilor în bucăți. Lanțul 5 se înfăşoară peste roțile de lanț 7 şi 8, întinderea lanțului realizându-se cu un dispozitiv de întindere cu şurub ce acționează asupra lagărului roții 7. Incărcarea platformelor se realizează cu ajutorul căii cu role înclinate 1 a cărei poziție este reglată de şurubul 2. Evacuarea sarcinilor se

realizează tot pe un plan înclinat şi o cale cu role înclinate 4.

Platformele pot fi înlocuite cu cupe a căror geometrie este asemănătoare cu a celor de la elevatoarele cu bandă, sau cu alte dispozitive conform figurii 7.8.

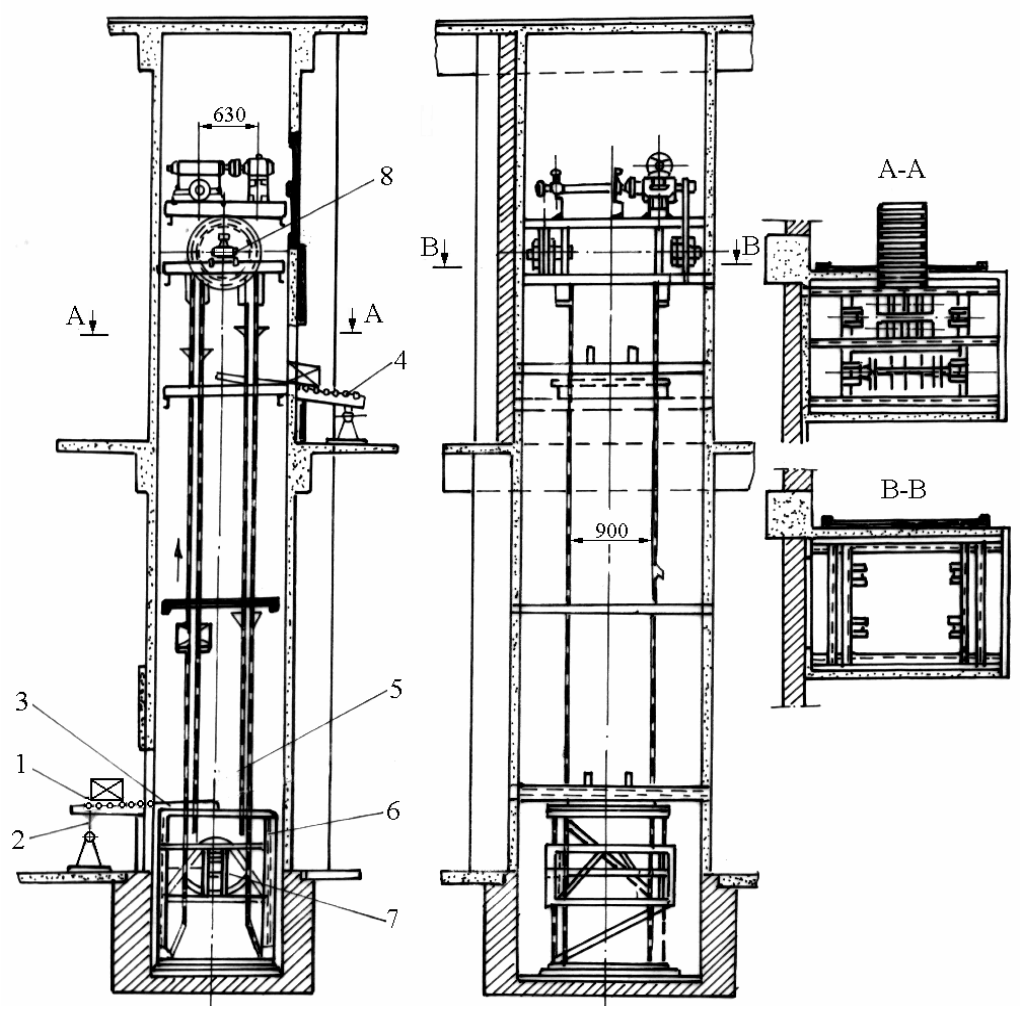
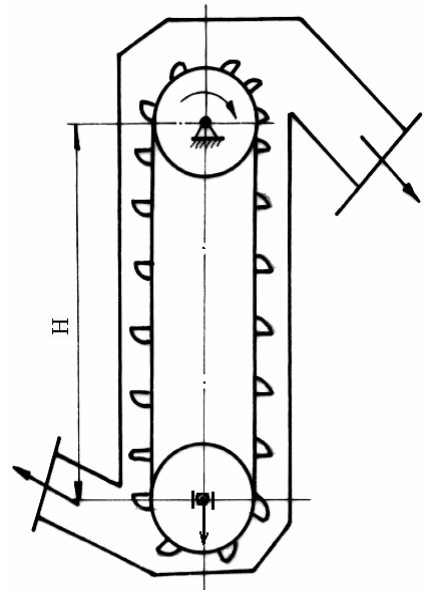
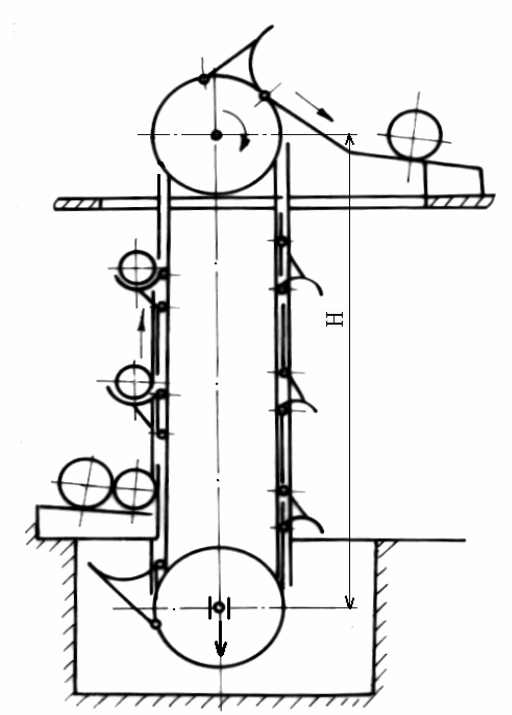


Fig. 7.7 Elevator cu două rânduri de lanțuri şi cu platforme

Prinderea cupelor pe lanț este prezentată în figura 7.9. Pentru cupele cu o lățime de până la 350 mm se utilizează un singur lanț (fig 7.9 a), pentru cele mai late două lanțuri paralele (fig. 7.9 b). Cupele se execută din tablă de oțel cu grosimea de 2,5-3 mm. Cupele adânci sunt utilizate pentru transportul materialelor uscate cu curgere



a)



b)

Fig. 7.8 Elevatoare cu lanț

uşoară. Cele joase sunt utilizate pentru transportul materialelor prăfoase ca zahăr, nisip, argilă. Capacitatea cupelor adânci este 0,75-14,5 dm^3 a celor joase 0,65-14 dm^3 iar a celor triunghiulare cu margini răsfrânte 1,5-130 dm^3. Pasul celor două tipuri de cupe este a = (2,5-3) h, unde h este înălțimea cupei.

Cupele triunghiulare sunt utilizate pentru transportul sarcinilor mai grele şi abrazive. Pasul lor se ia egal cu înălțimea, $a = h$.

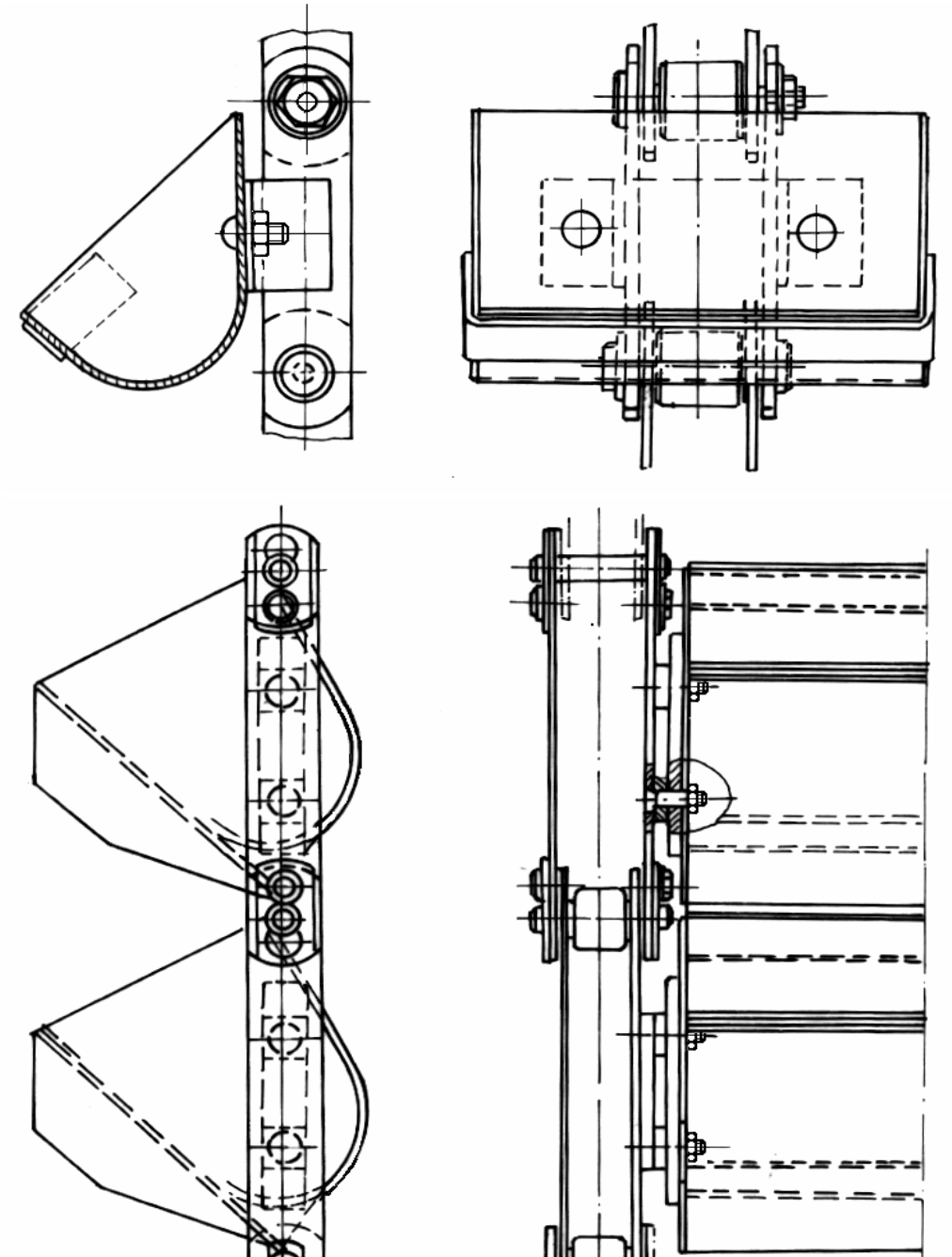
Umplerea cupelor se poate face fie prin săpare din piciorul elevatorului (fig.7.10 a), se recomandă la elevatoarele cu lanțuri cu cupe rotunjite folosite la transportul materialelor mărunte şi prăfoase; fie prin turnare (fig.7.10 b), se recomandă la elevatoarele cu lanțuri cu cupe triunghiulare folosite la transportul materialelor sub formă de bulgări sau bucăți mijlocii. Descărcarea cupelor poate fi gravitațională sau centrifugală după poziția polului descărcării, asemănător ca la elevatoarele cu bandă şi cupe.

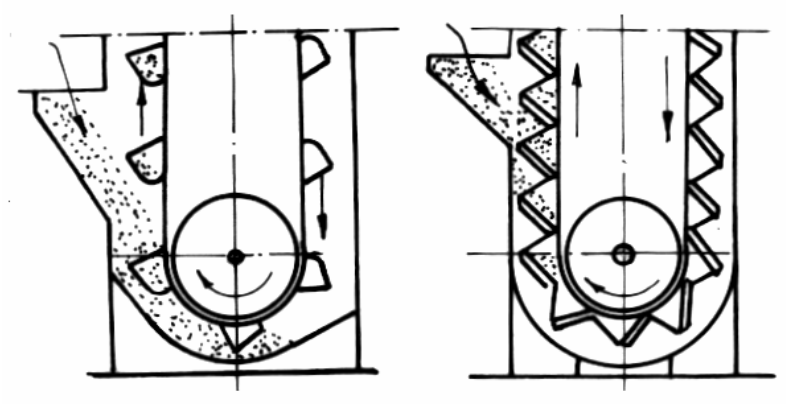
Se recomandă ca deschiderea cupei să îndeplinească condiția:

$$l > m \cdot a_1 \tag{7.24}$$

unde: a_1- dimensiunea caracteristică [mm];

m - coeficient ce depinde de preponderența particulelor cu dimensiunea a_1, în masa materialului; m = 2 - 2,5 pentru proporție 10 - 25 %, m = 4,25 - 4,75 pentru proporție 50-100 %.





a) b)

Fig. 7.10 Variante de încărcare a cupelor

Dimensiunile cupelor de la elevatoarele cu lanțuri şi cupe (fig. 7.3) sunt prezentate în tabelul 7.4.

Tabelul 7.4 Dimensiunile cupelor elevatoarelor cu lanțuri

Tipul cupei		Dimensiuni în mm			
		Lățime b[mm]	Deschidere l[mm]	Înălțime h[mm]	Raza de curbură R[mm]
Cupe cu fundul rotunjit	Adânci	135	94	101	31,5
		160	105	110	35
		200	125	135	40
		250	140	150	45
		350	180	200	60
		450	200	240	70
	Joase	160	75	100	35
		200	86	118	39
		250	120	160	55
		350	165	220	80
		450	215	285	100
Cupe cu fundul ascuțit cu margini răsfrânte (cupe triunghiulare)		160	110	155	-
		250	140	195	-
		350	175	245	-
		450	225	310	-
		600	280	390	-
		750	350	490	-
		900	450	620	-

7.3.3 Calculul parametrilor principali

In cazul transportoarelor cu lanțuri şi cupe, productivitatea se determină cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6\frac{i}{a}\cdot v\cdot\rho\cdot\psi \quad \text{[t/h]} \tag{7.25}$$

unde: i - capacitatea cupei în [dm^3];

a - distanța dintre cupe [m];

v - viteza de transport [m/s];

ρ - densitatea materialului [kg/dm^3];

Ψ - coeficient de umplere ce depinde de natura materialului;

Ψ = 0,8 - 1 - materiale amorfe;

Ψ = 0,75-0,9- materiale cu granulație mică ;

Ψ = 0,7 -0,8- materiale cu granulație mijlocie;

Ψ = 0,5 -0,6- materiale cu granulație mare;

Ψ = 0,5 -0,8- sarcini în bucăți.

In cazul transportoarelor cu lanțuri şi cu polițe, productivitatea se determină cu relația:

$$\Pi = 3600\frac{v}{a} \quad \text{[buc/h]} \tag{7.26}$$

unde: v - viteza de transport [m/s];

v = 0,25 - 0,35 m/s;

a - distanța dintre polițe [m].

Puterea necesară antrenării se determină, în cazul transportorului cu lanțuri şi cupe, pe baza relației:

$$P_{nec.} = \frac{\Pi_m\cdot g\cdot H\cdot v}{3600\cdot\eta}\left(1{,}15 + K\cdot K_1\right) \quad \text{[kW]} \tag{7.27}$$

unde: Π_m - productivitatea elevatorului [t/h];

H - înălțimea de ridicare [m];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

η - randamentul transmisiei mecanice;

K, K_1- coeficienți ce depind de tipul cupei şi productivitate.

Pentru cupe adânci şi cupe joase cu fundul rotund:

K = 1,3;K_1= 0,8 pentru Π_m = 50 - 100 [t/h];

K = 1,3;K_1= 0,6 pentru Π_m > 100 [t/h];

Pentru cupe cu fundul ascuțit

K = 0,8;K_1= 1,1 pentru Π_m = 50 - 100 [t/h];

K = 0,8;K_1= 0,9 pentru Π_m > 100 [t/h];

Pentru determinarea puterii necesare pentru acționare se poate utiliza şi metoda prezentată la elevatorul cu bandă şi cupe, cu precizarea că pentru calculul rezistențelor la săpare, la deplasare, la ghidare se vor lua în considerație relațiile ce urmează.

In cazul cupelor, rezistența suplimentară ce apare la umplerea cupelor este:

$$W_s = K_u \cdot q \quad [\text{N}] \tag{7.28}$$

unde: K_u - coeficient de rezistență la umplere, se adoptă din tabelul 7.5;

q - sarcina pe unitatea de lungime [N/m].

Tabelul 7.5 Valoarea coeficientului K_u

Materia transportat	Cu granulație mică	Cu granulație mijlocie	Cu granulație mare	Sarcini în bucăți mari
v = 0,5 m/s	-	1 - 1,75	2,4 - 3	1,2 - 8,4
v = 0,75 m/s	0,95 - 2,4	0,8 - 1,8	2,2 - 2,7	1,8 - 8,4
v = 1 m/s	1 - 2,6	1,2 - 2,4	2,7 - 3,3	2,8 - 9
v = 1,25 m/s	1,3 - 3,2	1,6 - 3,1	4,4	4,2 - 10
v = 1,5 m/s	2,1 - 4,4	2,2 - 4,4	6	5,4 - 11,4

In cazul elevatoarelor cu dispozitive de prindere rigidă (platforme, polițe) se va ține seama de rezistențele suplimentare ce apar datorită sarcinii care stă în consolă.

In baza figurii 7.11 se poate determina rezistența suplimentară cu relația:

$$W_s = 2\mu_1 \cdot N = 2\frac{a_1 \cdot G_1}{t} \cdot \mu_1 \quad [\text{N}] \tag{7.29}$$

unde: G_1 - greutatea unei sarcini [N];

a_1 - deschiderea consolei până la centrul de greutate [m];

t - pasul lanțului [m];

μ_1 - coeficient de frecare între lanț şi ghidajele sale; în cazul în care lanțul este cu role se înlocuieşte μ_1 cu w_1 - coeficient de rezistență la deplasarea rolelor.

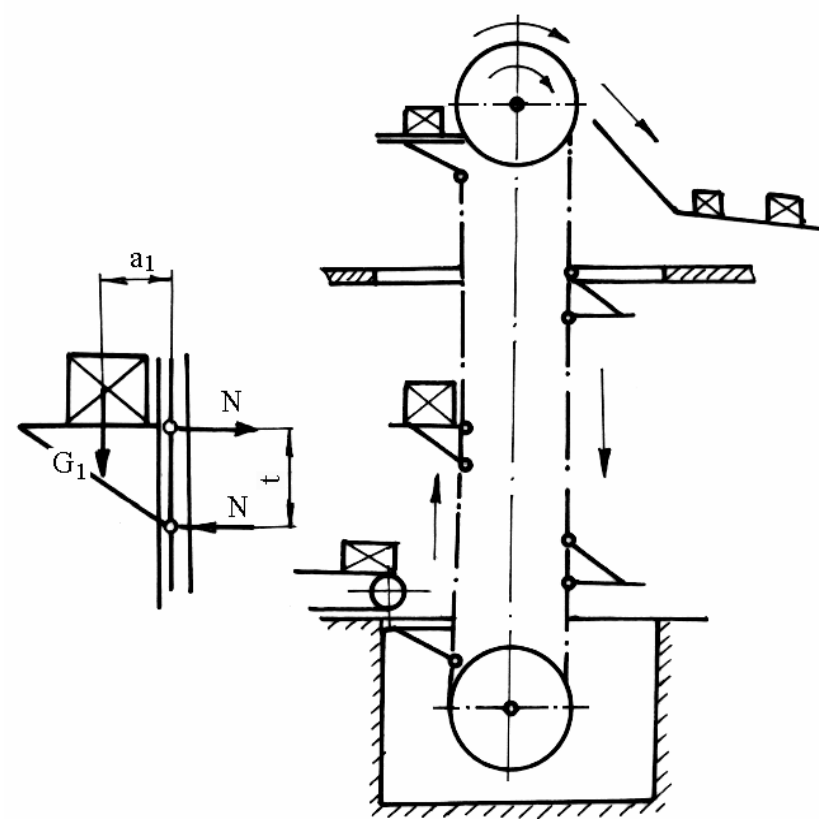


Fig. 7.11 Schemă de calcul a rezistenței suplimentare

Rezistența la deplasare pe întreaga înălțime a elevatorului se poate determina cu relația:

$$W = q_l \cdot H + \frac{H}{a}\left(G + W_s\right) \tag{7.30}$$

unde: q_l - greutatea pe metru liniar a lanțului şi a cupelor, sau lanț - platforme [N/m];
H/a - numărul dispozitivelor de prindere sau numărul cupelor, al polițelor;
G - greutatea unei sarcini sau greutatea materialului existent în cupă [N];
W_s - rezistență suplimentară la săpare sau în articulațiile dispozitivului de prindere [N].

Dacă această rezistență totală se mai majorează cu un coeficient 1,15 - 1,2 care să țină seama de rezistența la ghidare a lanțului pe roata de acționare sau de întindere, se poate calcula puterea necesară acționării cu relația:

$$P_{nec} = \frac{(1{,}15 - 1{,}2) \cdot W \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \tag{7.31}$$

unde: v - este viteza de transport [m/s];

η - randamentul transmisiei mecanice inclusiv randamentul lagărelor roților de lanț.

$$\eta = \eta_t \cdot \eta_l^2$$

După calcularea puterii necesare acționării se va alege un motor electric asincron de curent alternativ cu o putere nominală de catalog mai mare sau egală cu cea calculată.

7.4 Elevatoare cu fricțiune

Elevatoarele cu fricțiune (fig.7.12) se folosesc în industria alimentară pentru transportul sarcinilor uşoare de formă cilindrică, de exemplu cutii goale ce constituie ambalaje pentru diferite produse conservate.

La aceste elevatoare deplasarea cutiilor în sus se realizează datorită frecării între organul de tracțiune bandă sau curea şi suprafața cilindrică a cutiei.

In partea centrală se află coloana de susținere 1 goală în interior care consolidează în partea de sus rola de acționare 2 şi în partea de jos rola de ghidare 3.

Ambele role cu diametrul de 300 mm şi sunt înconjurate de cureaua sau banda fără sfârşit 4. Pentru dirijarea cutiilor sub rola de jos este montată banda de oțel 5; resortul 6 asigură elasticitate la trecerea cutiilor. Pentru continuarea dirijării sunt folosite două echere verticale 7 cu care sunt prevăzute barele 8 de secțiune circulară. Stabilirea contactului între cutii şi bare se realizează cu resortul 9, care cu un capăt se fixează la coloană.

Datorită forțelor de frecare dintre curea şi cutii, ea transmite acestora mişcare şi le permite deplasarea în sus. Cutiile ajung în elevator pe jgheabul 10 şi sunt eliminate în partea superioară a elevatorului pe jgheabul 11, unde se întrerupe contactul cutiei cu echerul de dirijare.

Productivitatea elevatorului cu fricțiune poate fi determinată cu relația:

$$П = 3600\frac{v}{2a} \quad [\text{buc./h}] \tag{7.32}$$

unde: v - viteza curelei [m/s];
a - distanța dintre axele a două cutii consecutive [m].

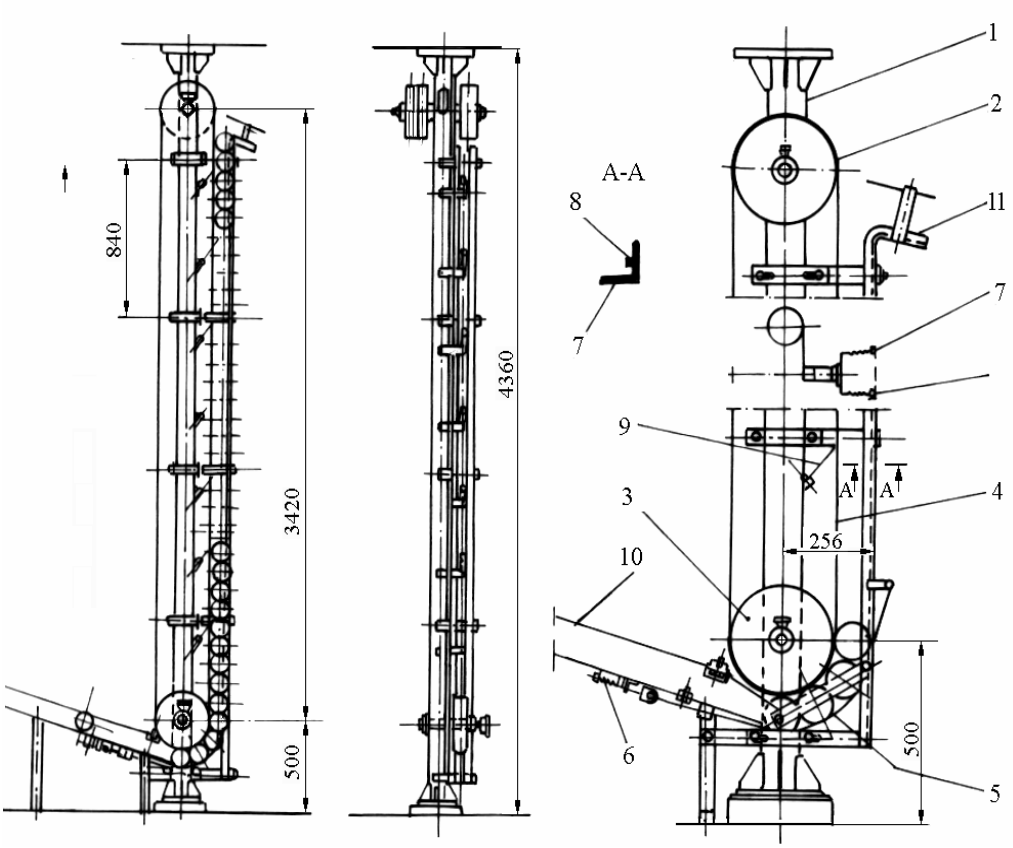


Fig. 7.12 Elevator cu fricțiune

Mişcarea cutiilor cu banda poate fi privită în fiecare moment ca şi cum cutia se roteşte în jurul unui punct fix în contact cu banda. Viteza punctului pe cutia în atingere cu banda este aceeaşi cu viteza benzii v. Viteza medie de mişcare a axului cutiei este numai $v/2$. Puterea electromotorului de acționare este de 1 kW.

INSTALAȚII DE TRANSPORT FĂRĂ ORGAN FLEXIBIL DE TRACȚIUNE

Instalațiile de transport fără organ flexibil de tracțiune sunt utilizate pentru deplasarea sarcinilor vărsate sau ambalate, precum şi a sarcinilor în bucăți pe orizontală, verticală sau pe direcții diferite, în acelaşi plan sau în spațiu. Ele asigură deplasarea continuă a sarcinilor vărsate sau în bucăți într-o singură direcție, deplasarea făcându-se cu viteză constantă sau aproape constantă.

Din această categorie de instalații fac parte: planurile înclinate, transportoarele cu role, transportoarele cu melc, transportoarele vibratoare, transportoarele oscilante, instalațiile de transport pneumatic, instalațiile de hidrotransport.

Alegerea tipului de instalație pentru un proces bine determinat, depinde de proprietățile fizico-mecanice ale sarcinii, direcția şi lungimea traseului pe care se face deplasarea sarcinii, natura mediului de lucru, parametrii tehnico-economici ai procesului.

8. INSTALAȚII DE TRANSPORT GRAVITAȚIONALE

Instalațiile gravitaționale sunt instalații de transport continuu la care mişcarea sarcinii se produce în sensul coborârii ei sub acțiunea gravitației. Pentru sarcini individuale se foloseşte, în cazul în care se cere coborârea pe verticală, planul înclinat elicoidal, iar pentru deplasarea sarcinilor în plan orizontal: plane înclinate simple sau cu role. Pentru materiale vărsate se utilizează jgheaburi sau tuburi înclinate.

8.1 Plane înclinate elicoidale

Planele înclinate elicoidale se prezintă ca un jgheab, a cărui formă geometrică rezultă prin deplasarea unei secțiuni drepte sau curbe după o elice. Ele se utilizează în

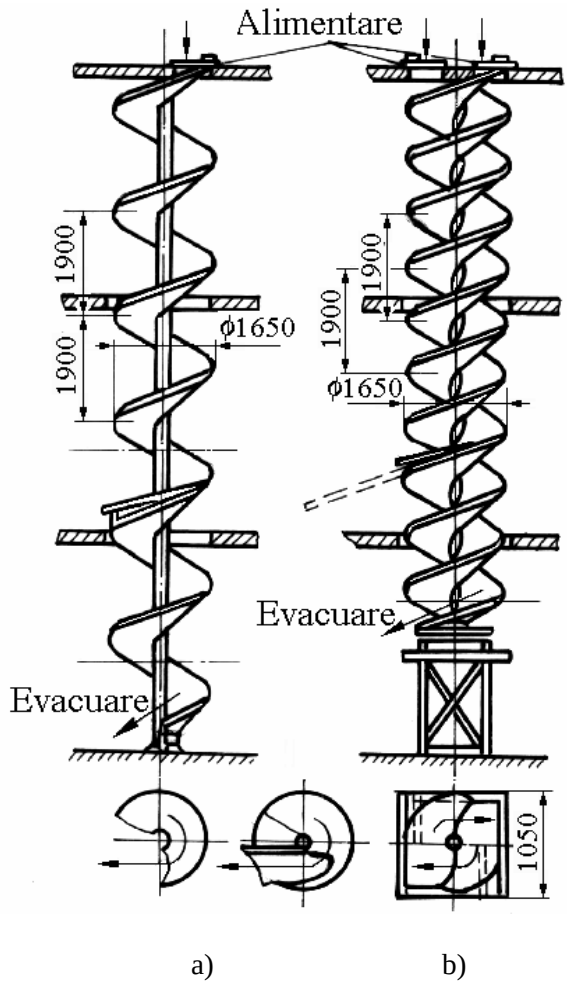


Fig. 8.1 Plan înclinat elicoidal

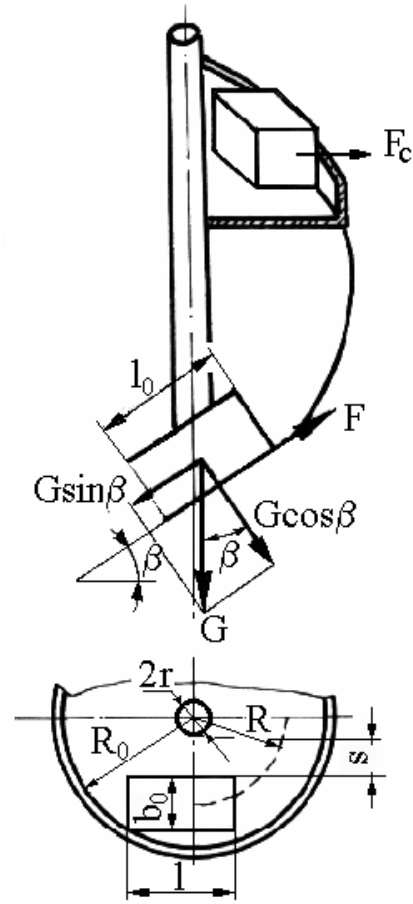


Fig. 8.2 Elemente de calcul

industria alimentară pentru deplasarea sarcinilor în bucăți (lăzi, saci), sau a sarcinilor în vrac (făină, zahăr şi alte produse). În funcție de forma sarcinii jgheabul poate fi în secțiune dreptunghiular, curb sau oblic. Planele înclinate pot fi simple (fig.8.1a), sau duble (fig.8.1 b). Ele se pot executa din lemn, tablă din oțel (din sectoare matrițate), sau pot fi turnate din fontă, aluminiu, mase plastice. Considerând o secțiune prin elicea jgheabului, la înălțimea *H*, corespunzătoare pasului elicei (fig.8.3), unghiul de înclinare al elicei se determină cu relația:

$$tg\beta = \frac{H}{2\pi \cdot R_0} \qquad (8.1)$$

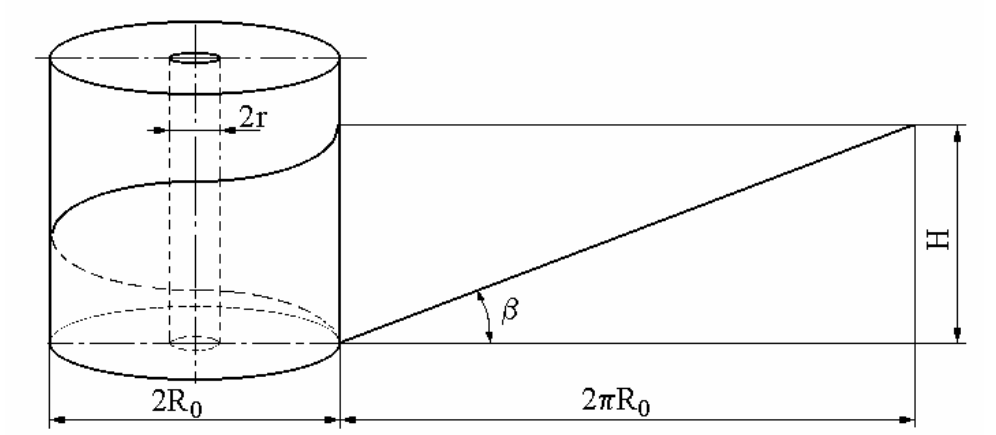


Fig. 8.3 Dimensiunile elicei

Cel mai mare diametru al elicei ($D_0 = 2R_0$) trebuie să aibă o astfel de mărime, încât să fie asigurată trecerea liberă a sarcinii pe suprafața de lucru a planului înclinat. El se poate determina, folosind notațiile din figura 8.2, pe baza relației:

$$D_0 = 2R_0 = \sqrt{(r + s + b_0)^2 + (l/2)^2} \qquad (8.2)$$

unde:

l_0 şi b_0 –lungimea şi lățimea sarcinii;

l - proiecția lungimii sarcinii pe suprafața orizontală, $l = l_0 \cos\beta$;

r - raza stâlpului;

s - distanța sarcinii față de stâlpul central, (s = 40 – 80 mm);

Se ştie că, pentru ca sarcina să se deplaseze sub acțiunea greutății proprii, este necesar să se respecte relația:

$$tg\beta > tg\rho \qquad (8.3)$$

unde: ρ – unghi de frecare

β - unghi de înclinare al elicei jgheabului.

Dacă $tg\rho = \mu$, unde μ este coeficient de frecare a sarcinii cu jgheabul, se poate scrie:

$$H/2\pi R_0 \geq \mu \quad \text{sau} \quad H \geq 2\pi\mu R_0 \qquad (8.4)$$

Dacă unghiul de înclinare al elicei planului este egal cu unghiul de frecare, atunci mişcarea sarcinii pe plan poate fi accelerată. Mişcarea sarcinii este posibilă sub acțiunea componentei forței de greutate după direcția de înclinare a elicei, sarcina

aflându-se mai aproape de zona centrală a planului înclinat. Pentru coborârea uniformă a sarcinii pe plan suma forțelor care acționează asupra sa trebuie să fie egală cu zero.

$$G_1 - F_1 - F_2 = 0 \tag{8.5}$$

unde: $G_1 = G\sin\beta$ - componenta forței de greutate, sub acțiunea căreia sarcina se deplasează în jos pe plan;

$F_1 = \mu G\cos\beta$ - forța de frecare a sarcinii pe plan;

$F_2 \cong \mu\dfrac{Gv^2}{gR}$ - forța de frecare a sarcinii de bordura jgheabului sub acțiunea forței centrifuge;

R - distanța de la axa planului înclinat până la centrul de greutate al sarcinii (fig.8.2);

μ - coeficient de frecare între sarcină şi plan.

Se poate scrie:

$$G\sin\beta = \mu G\cos\beta + \mu\frac{Gv^2}{gR} \tag{8.6}$$

In acest caz viteza de deplasare a sarcinii pe elicea planului:

$$v = \sqrt{gR(\sin\beta/\mu - \cos\beta)} = const. \tag{8.7}$$

Cu o oarecare aproximație se poate scrie:

$$v \approx \sqrt{gR_0(\sin\beta/\mu - \cos\beta)} = const. \tag{8.8}$$

Pentru a se asigura coborârea sarcinii, unghiul de înclinare al elicei se ia cu 2-3^o mai mare decât unghiul de frecare. O mărire exagerată a unghiului de înclinare determină mărirea considerabilă a vitezei, ceea ce conduce la deteriorarea sarcinilor. Viteza maximă se recomandă a fi 2m/s.

In cele mai multe cazuri unghiul de înclinare al elicei se adoptă astfel: pentru saci plini $\beta = 20^0 - 24^0$; pentru lăzi $\beta = 19^0 - 23^0$; pentru butoaie $\beta = 15^0 - 20^0$. In cazul planurilor înclinate elicoidale executate din lemn $H = 1200 - 2000$ mm.

8.2 Căi cu role elicoidale

Căile cu role elicoidale sunt utilizate pentru transportul sarcinilor de la înălțimi mari. Sarcinile transportate pot fi: cutii, ambalaje din sticlă (sticle, borcane), navete din plastic etc.

În figura 8.4 este prezentată o cale cu role elicoidală pentru transportul lăzilor. Rama cu role ce sprijină pe un stâlp central este înconjurată de pereți verticali din tablă de oțel. Pentru transportul cutiilor cu sticle diametrul elicei este 2400 mm, iar pasul aproape 900 mm. În cazul cutiilor obişnuite, a căror masă nu este mai mare de 20 kg, pasul elicei se ia 750 mm. Lungimea rolelor se ia cu 100-200 mm mai mare decât lățimea sarcinilor pentru a se evita frecarea acestora cu peretele planului înclinat.

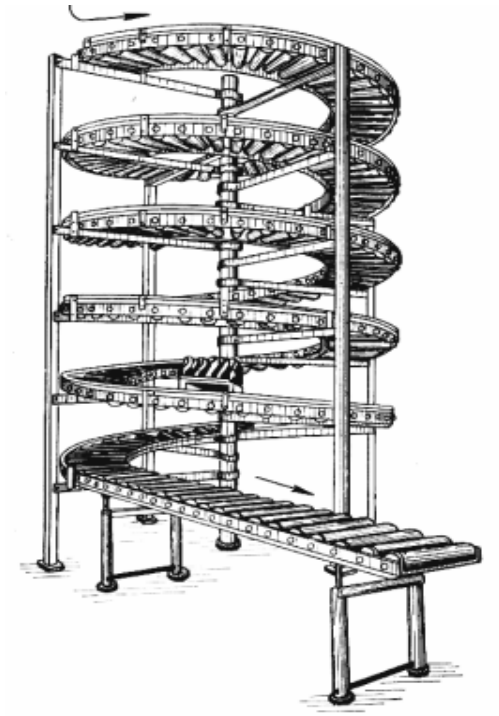


Fig. 8.4 Cale cu role elicoidală

8.3 Plane înclinate

Pentru deplasarea sarcinilor în bucăți în plan orizontal se folosesc planele înclinate a căror înclinare este funcție de fragilitatea sarcinii şi de unghiul de frecare dintre sarcină şi materialul planului înclinat. Condiția necesară ca sarcina să coboare numai datorită greutății proprii este ca unghiul de înclinare al său să fie mai mare decât unghiul de frecare dintre material şi plan (fig.8.5). Notând cu β unghiul planului şi cu ρ unghiul de frecare dintre sarcină şi plan, condiția de coborâre a sarcinii se va exprima prin relația:

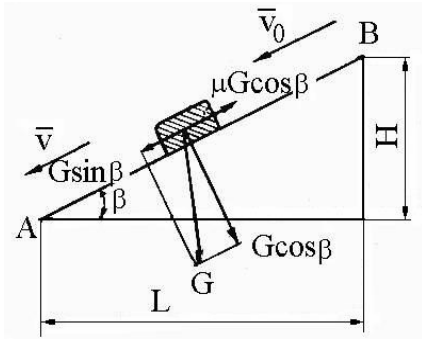


Fig. 8.5 Forțele care acționează asupra corpului pe plan înclinat

$$tg\beta \geq tg\rho \qquad (8.9)$$

Se ştie că $tg\rho = \mu$, unde μ este coeficientul de frecare între sarcină şi plan. Rezultă că unghiul planului se va determina cu relația :

$$tg\,\beta \geq \mu \tag{8.10}$$

În practică unghiul planului se ia cu $2\text{-}5^0$ mai mare ca cel rezultat din relația (8.10). Pentru rampe executate din lemn coeficientul de frecare μ = 0,3-0,35, iar pentru rampe metalice μ = 0,15-0,16.

Unghiul planului se mai stabileşte şi în funcție de viteza finală a sarcinii. Notând cu v_0 şi v, viteza inițială şi finală a sarcinii care se deplasează de - alungul planului înclinat de la B la A, pe baza teoremei energiei se poate scrie:

$$\frac{G\left(v^2 - v_0^2\right)}{2g} = GH - \mu G\cos\beta\frac{H}{\sin\beta} \tag{8.11}$$

unde: μ - coeficient de frecare ;

g – accelerația gravitației ;

H – înălțimea de la care porneşte sarcina.

Deci unghiul planului se va determina cu relația :

$$ctg\beta = \frac{1}{\mu}\left(1 - \frac{v^2 - v_0^2}{2gH}\right) \tag{8.12}$$

Dacă viteza inițială a sarcinii este zero, atunci unghiul planului se va determina cu relația:

$$ctg\beta = \frac{1}{\mu}\left(1 - \frac{v^2}{2gH}\right) \tag{8.13}$$

Lungimea proiecției orizontale a planului se determină cu relația**:**

$$L = \frac{H}{tg\beta} \tag{8.14}$$

Pentru micşorarea lungimii planului înclinat, se obişnuieşte ca unghiul β să se aleagă mai mare decât cel rezultat din relațiile (8.12) sau (8.13). Ca viteza finală să nu depăşească o anumită valoare admisibilă, ce se limitează la 2m/s, se va construi porțiunea L_2 de frânare a sarcinii, indicată în figura 8.6.

Aplicând şi în acest caz teorema energiei, se poate scrie:

$$\frac{G}{g}\frac{v^2 - v_0^2}{2} = GH - \mu GL_1 \cos\beta_1 - \mu GL_2 \cos\beta_2$$

sau:

$$\frac{v^2 - v_0^2}{2g} = H - \mu\left(L_1 \cos\beta_1 + L_2 \cos\beta_2\right).$$

Notând:

$$L = L_1 \cos\beta_1 + L_2 \cos\beta_2 ,$$

rezultă

$$v^2 - v_0^2 = 2gH - 2g\mu L ,$$

sau:

$$L = \frac{2gH + v_0^2 - v^2}{2g\mu} . \qquad (8.15)$$

Pentru $v_0 = 0$, rezultă:

$$L = \frac{\left(2gH - v^2\right)}{2g\mu} \qquad (8.16)$$

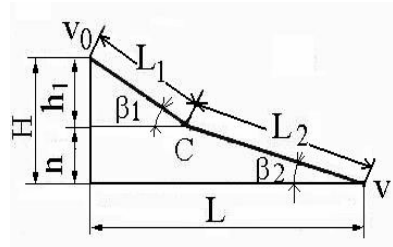


Fig. 8.6 Variantă de plan înclinat pentru reducerea vitezei

Se observă că lungimea proiecției orizontale a planului înclinat nu depinde de locul de schimbare a pantei, care se alege în funcție de modul în care vrem să varieze viteza de deplasare a sarcinii. După ce se determină $\beta_1 > \rho$ şi se alege înălțimea h_1, se determină $h_2 = H - h_1$ şi apoi unghiul β_2 din relația:

$$ctg\beta_2 = \frac{L - h_1 ctg\beta_1}{h_2} \qquad (8.17)$$

Pentru ca porțiunea inferioară sa aibă un efect de frânare, trebuie ca $\beta_2 < \rho$.

8.4 Transportoare gravitaționale cu role

8.4.1 Variante constructive

Pentru deplasarea sarcinilor uşoare se caută să se utilizeze construcții cu acționare simplificată care să permită realizarea transportului în plan orizontal. Acest lucru se realizează cu ajutorul transportoarelor cu role ce pot fi: cu role acționate sau neacționate. Transportoarele cu role permit micşorarea unghiului de înclinare al planului înclinat.

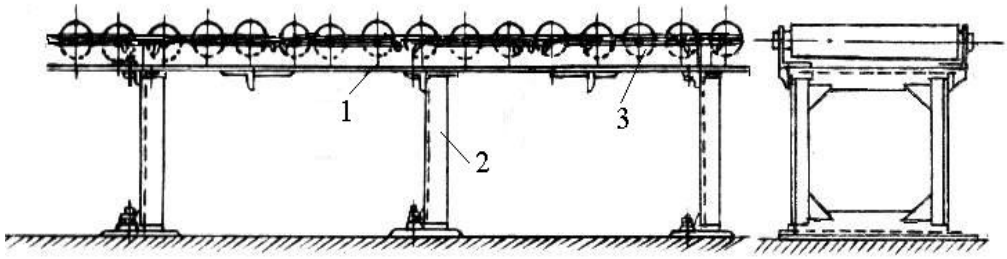
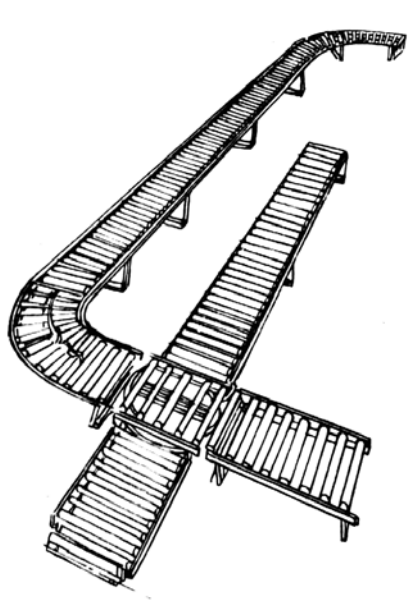
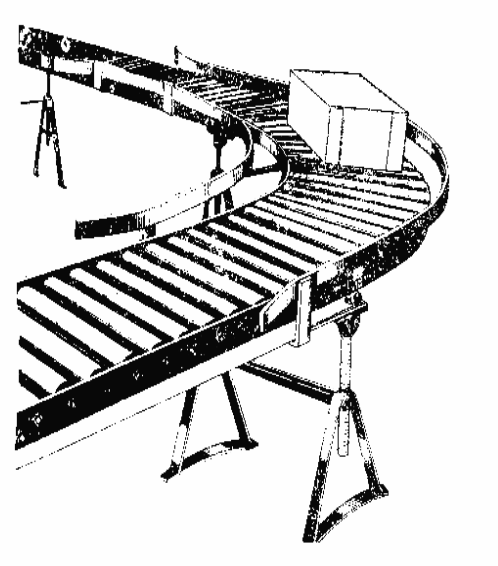


Fig. 8.7 Transportor gravitațional cu role



a)



b)

Fig. 8.8 Trasee ale transportoarelor cu role

Transportoarele gravitaționale cu role neacționate se compun din două longeroane 1 uşor înclinate, fixate pe picioarele 2 (fig.8.7). Între longeroane sunt montate pe axe fixe rolele 3 prin intermediul rulmenților. Cadrul transportorului se confecționează din corniere, iar la tipurile foarte grele se confecționează din profile U dispuse longitudinal şi bare cilindrice, corniere sau platbande transversale de legătură. Traseul transportorului se compune din sectoare rectilinii sau sectoare rectilinii combinate cu sectoare curbilinii (fig.8.8). Zonele drepte ale transportoarelor cu role se execută cu lungimi de 3-6m. Schimbările de direcție în cazul transportoarelor cu sectoare încrucişate se realizează cu ajutorul platformelor turnante (fig.8.8 a). Pentru ramificarea direcției de transport se folosesc macazuri (fig.8.9). În poziția din figură,

sarcina trece din porțiunea dreaptă 1,în curba 2 şi de pe aceasta pe o direcție normală pe direcția 1. Prin rotirea cadrului 3 în jurul axei orizontale 5 cu 180^0, sarcina trece pe poțiunile drepte 1, 4 şi 6.

In figura 8.10 este prezentat un transportor ale cărui role 2 sunt puse în mişcare de banda 1 care trece pe sub ele. Totodată banda este susținută de rolele speciale 3.

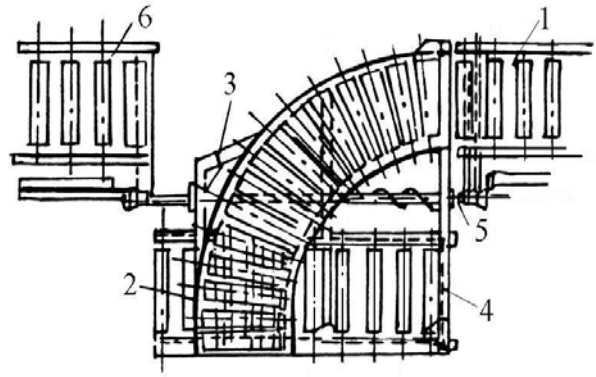


Fig. 8.9 Dispozitiv pentru schimbarea direcției

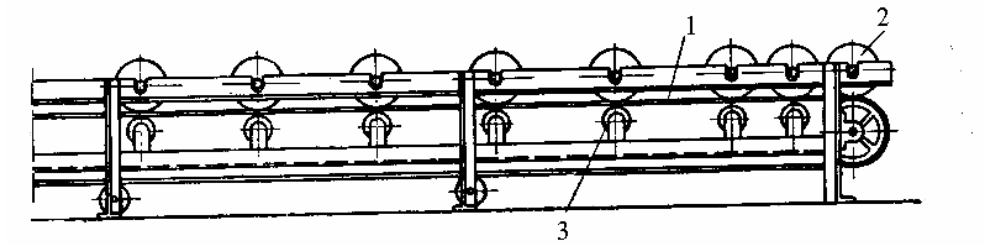


Fig. 8. 10 Transportor gravitațional cu role

Transportorul din figura 8.11 este destinat transportării sarcinilor cu o suprafață exterioară netedă. Banda de tracțiune trece printre rândurile de discuri şi se află aproape la acelaşi nivel cu ele. Forța de greutate a sarcinii este transmisă atât rolelor cât şi benzii, eforturile de tracțiune din bandă fiind neînsemnate. Puterea de acționare necesară pentru transportul sarcinilor pe o distanță de 50 m, cu o viteză de 0,3 m/s, ajunge aproape la 0,6 kW. Rolele se execută în construcție sudată din țeavă cu diametrul exterior de 65-155 mm. Distanța dintre role (pasul rolelor) trebuie astfel aleasă încât sarcina să se sprijine pe cel puțin două role.

De obicei, sarcina se repartizează în funcție de greutatea sa pe 8-10 role. In porțiunea curbă pentru a se ține seama de diferența de drum pe raza exterioară față de cea interioară rolele se fac conice (fig.8.12 a), sau se împart în două role scurte, care se pot roti independent pe acelaşi ax (fig.8.12 b). Rolele conice prezintă avantajul că acestea conduc uşor sarcina şi evită frecarea ei de scheletul metalic al transportorului. Datorită construcției lor costisitoare se preferă montajul cu role cilindrice pe unu sau două rânduri. Dacă lățimea rolei este mai mare de 650 mm, atunci la curbe se vor monta

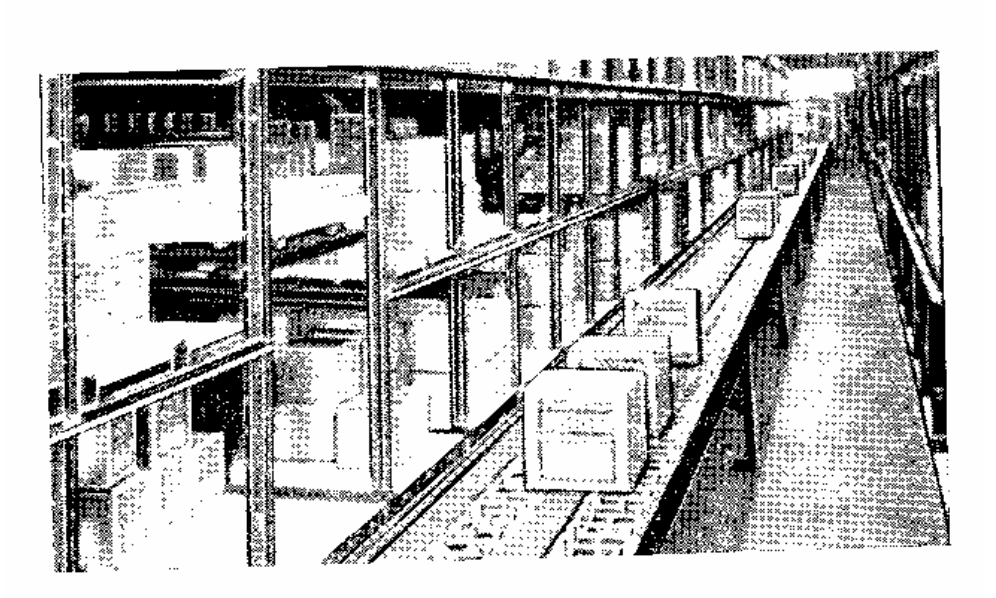


Fig. 8.11 Transportor cu role

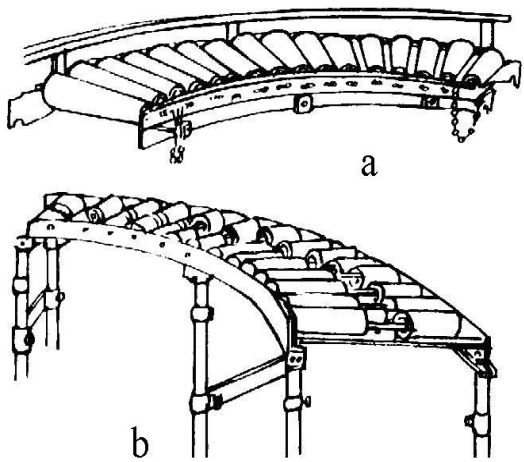


Fig. 8.12 Repartizarea rolelor în zona curbă

două rânduri de role (fig.8.12 b şi 8.14 c). Raza zonei curbe a transportorului nu trebuie să fie mai mică de 1,5 m. In cazul rolelor conice, raza de curbură interioară se recomandă să fie de 3-4 ori lățimea rolei, R= (3-4) B (fig. 8.13 a). Rolele cilindrice se montează dezaxat față de centrul de curbură al zonei curbe (fig.8.13 b), forțând sarcina să se înscrie automat în curbă. Axele rolelor trebuie să fie tangente la un cerc care are centrul în centrul de curbură al sectorului curb. Lățimea rolelor B se adoptă în funcție de lățimea b a sarcinii, ca fiind B = b + (100-150) mm. Rolele cilindrice se execută din oțel, aluminiu, mase plastice sau lemn.

In figura 8.14 a este prezentat montajul rolelor cilindrice în longeron; în figura 8.14 b şi 8.14 c a discurilor fără borduri, iar în figura 1.14 d a discurilor cu borduri. La unele construcții de transportoare role sunt înlocuite cu discuri.

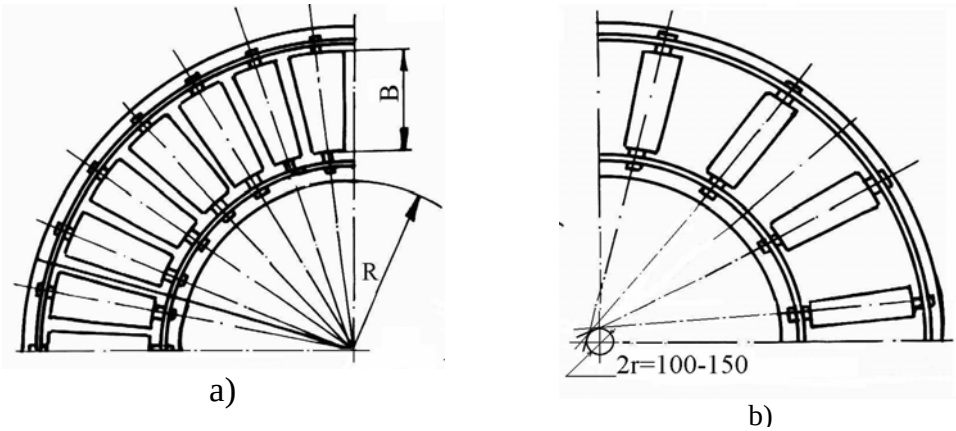


Fig. 8.13 Inscrierea rolelor în zona curbă

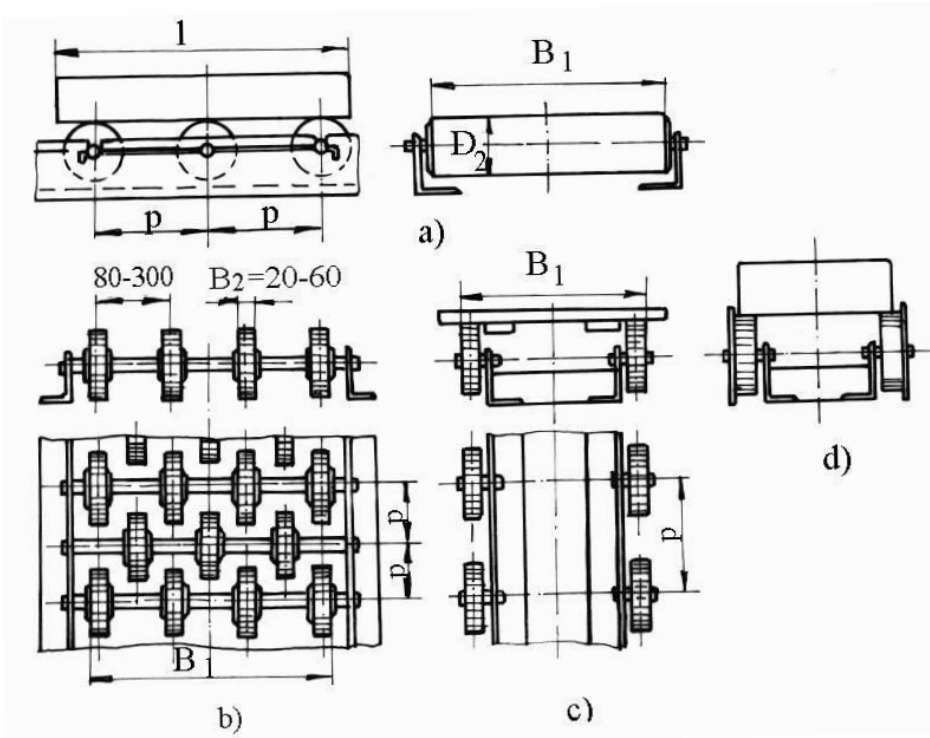


Fig. 8.14 Montaj de role cilindrice în lonjeroane

In figura 8.15 sunt prezentate cele mai răspândite construcții de role. In figurile 8.15 a, b, c sunt prezentate sectoare curbilinii cu unghiul de cuprindere de 90^0, executate cu role cilindrice sau conice pe un rând şi cilindrice pe două rânduri. In figura 8.15 d şi e sunt arătate ramificațiile pentru sarcini scurte şi lungi cu aplicarea

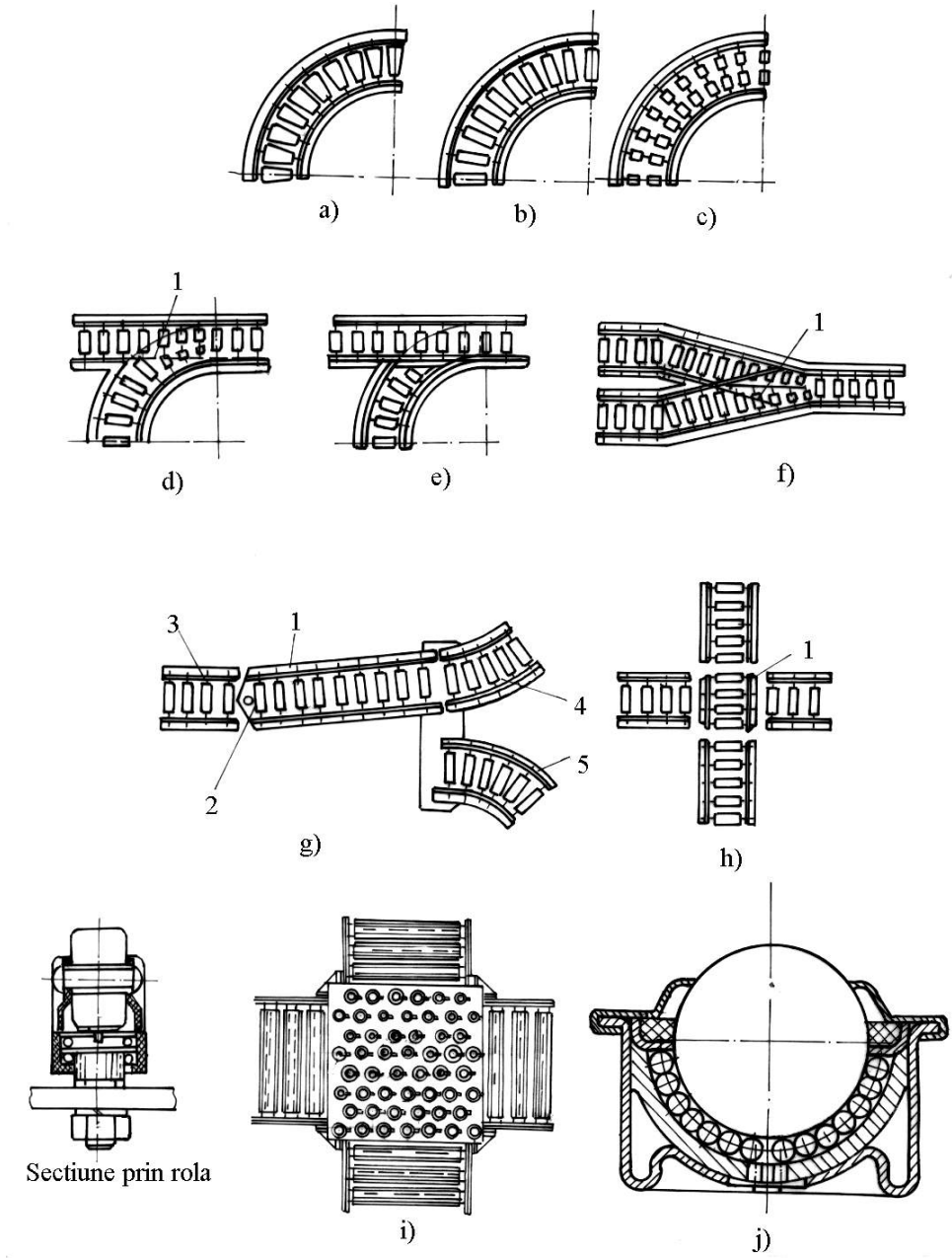


Fig. 8.15 Variante de montaj a rolelor

anoului 1, care indică direcția curbă pentru trecerea sarcinilor de pe un transportor pe celălalt. Pentru distribuirea sarcinilor pe două ramificații se aplică macaze cu scuturi de direcție 1 (fig.8.15 f). In acelaşi scop poate fi folosit macazul 1 care se întoarce în jurul axei 2 şi care direcționează sarcina de pe calea cu role 3 pe una din ramurile 4

sau 5 (fig. 8.15 d). Adesea, se iveşte necesitatea intersectării transportorului cu un alt nivel. In acest caz, veriga din mijloc se poate roti în plan orizontal (fig.8.15 h), putându-se folosi un reazem cu role pe placă turnantă (fig.8.15 i) sau reazem cu bile (fig. 8.15 j) pe care sarcina se poate mişca în direcţia dorită.

La transportoarele gravitaţionale cu role se va avea grijă ca în porţiunile curbilinii, panta transportorului să se majoreze cu 0,5-1% faţă de panta rectilinie a transportorului. In cazul transportoarelor gravitaţionale elicoidale cu role (fig. 8.4), unghiul de înclinare al elicei transportorului determinat prin calcule se va majora cu 0,5-1%. La acest transportor, rolele se montează ca în figura 8.13 b, adică axele lor nu trebuie să se întretaie în centrul de curbură al elicei. In plus, rolelor li se mai dă o mică înclinaţie spre coloana centrală a transportorului.

8.4.2 Calculul transportoarelor cu role

Unghiul de înclinare a transportorului cu role poate fi determinat dacă se analizează condiţiile de deplasare a sarcinii pe role (fig. 8.16).

Adesea transportoarele cu role se utilizează pentru operaţii la care este necesară oprirea sarcinii pe transportor şi după aceea continuarea mişcării sale; de aceea la începutul mişcării viteza sarcinii şi a rolelor sunt nule. Rezistenţa la deplasare a sarcinii pe role se compune din următoarele componente:

a) Rezistenţa datorită frecării în axele rolelor se determină cu relaţia:

$$W_1 = (G_0 + R)\mu_0 \frac{d}{D} \qquad (8.18)$$

unde: G_0 - greutatea părţii rotitoare a rolei;

μ_0 - coeficient de frecare între ax şi rolă;

R - rezultanta forţelor ce acţionează asupra unei role pe care se sprijină sarcina;

$$R = \sqrt{\left(G/_z \cos\beta\right)^2 + \left(\mu G/_z \cos\beta\right)^2} \qquad (8.19)$$

unde: $\left(G/_z \cos\beta\right)$- componenta normală a greutăţii sarcinii, raportată la numărul z de role pe care se sprijină sarcina;

$\mu \left(G/_z \cos\beta\right)$- forţa de frecare dintre sarcină şi rolă.

Dacă $\mu = tg\rho$, unde ρ - unghi de frecare, rezultă:

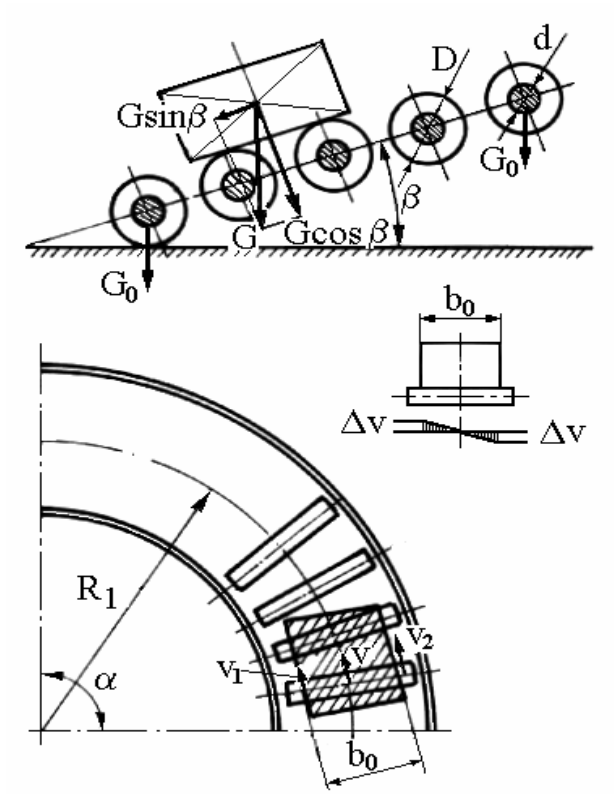


Fig. 8.16 Forțele care solicită sarcina

$$R = G/z \cos\beta\sqrt{1+tg^2\rho} = G/z \cos\beta\sqrt{\frac{\sin^2\rho+\cos^2\rho}{\cos^2\rho}} = \frac{G\cos\beta}{z\cos\rho} \qquad (8.20)$$

$$W_1 = \left(G_0 + \frac{G}{z}\frac{\cos\beta}{\cos\rho}\right)\mu_0\frac{d}{D} \qquad (8.21)$$

La deplasarea sarcinilor obişnuite mărimea unghiului de frecare ρ nu depăşeşte 10^0, iar $\cos\rho$ = 0,98. Cum unghiul de înclinare al rolelor $\beta \le 6^0$, iar $\cos 6^0$=0,99, se poate considera $\cos\beta/\cos\rho \approx 1$. In acest caz:

$$W_1 = \left(G_0 + \frac{G}{z}\right)\mu_0\frac{d}{D} \qquad (8.22)$$

b) Rezistența datorită frecării de rostogolire a sarcinii pe role la deplasarea sarcinii şi a rolelor cu aceeaşi viteză se determină cu relația :

$$W_2 = \frac{G}{z}\frac{2f}{D}\cos\beta \tag{8.23}$$

unde: f - coeficient de frecare de rostogolire dintre sarcină şi role.

c) Rezistența la deplasare datorită frecării de alunecare între rolă şi sarcină, în condițiile în care sarcina se deplasează pe role care nu se rotesc sau a căror viteză tangențială este mai mică decât viteza sarcinii:

$$W_3 = \frac{G}{z}\mu\cos\beta \tag{8.24}$$

unde: μ - coeficient de frecare de alunecare între sarcină şi role.

Forța necesară deplasării sarcinii dată de componenta $G/z \sin\beta$ trebuie să învingă rezistențele la deplasare W_1, W_2, W_3, inerția sarcinii F_{is} şi a rolelor F_{ir}.

$$F_{is} = \frac{G}{zg}\frac{dv}{dt} \tag{8.25}$$

$$F_{ir} = \frac{4J}{D^2}\frac{dv}{dt} \tag{8.26}$$

unde: J - moment de inerție masic al rolelor;

$\frac{4J}{D^2}$ - masa rolei având raza de inerție $\frac{D}{2}$.

Ecuația de mişcare a sarcinii pe role, având la început viteza zero şi în absența alunecării dintre sarcină şi role, se poate scrie:

$$\left(\frac{G}{zg}+\frac{4J}{D^2}\right)\frac{dv}{dt} = \frac{G}{z}\sin\beta - \frac{G}{z}\frac{2f}{D}\cos\beta - \left(G_0+\frac{G}{z}\right)\mu_0\frac{d}{D}$$

La valori mici ale unghiului β se poate considera cos $\beta = 1$ şi sin $\beta \approx$ tg β, astfel încât:

$$\left(\frac{G}{zg}+\frac{4J}{D^2}\right)\frac{dv}{dt} = \frac{G}{z}tg\beta - \frac{G}{z}\frac{2f}{D} - \left(G_0+\frac{G}{z}\right)\mu_0\frac{d}{D} \tag{8.27}$$

Din această ecuație se poate determina unghiul β, pentru care se poate obține o mişcare uniformă sau accelerată a sarcinii. Prin urmare partea dreaptă a ecuației trebuie să fie mai mare sau egală cu zero. In această condiție se poate scrie:

$$tg\beta \geq \frac{2f}{D} + \left(\frac{G_0}{G} z + 1\right)\mu_0 \frac{d}{D} \tag{8.28}$$

De cele mai multe ori, în întreprinderile din industria alimentară transportul sarcinilor se face în cutii de carton. În aceste condiții, este necesar să se verifice dacă forța de frecare dintre sarcină şi role necesară mişcării rolelor este mai mare decât forța de frecare din lagărele rolelor. In acest caz, trebuie îndeplinită condiția:

$$\mu \frac{G}{z} \cos\beta \geq \left(G_0 + \frac{G}{z}\frac{\cos\beta}{\cos\rho}\right)\mu_0 \frac{d}{D} \tag{8.29}$$

Considerând $\frac{\cos\beta}{\cos\rho} \approx 1$, se poate obține forța minimă de greutate a sarcinii necesară mişcării rolelor:

$$G > G_0 z \frac{\mu_0 d}{\left(\mu\cos\beta - \mu_0 \frac{d}{D}\right)D} \tag{8.30}$$

Dacă se consideră că în practică $d/D = 0{,}2 - 0{,}25$, pentru lagăre cu rulmenți $\mu_0 = 0{,}015$, iar pentru cutii de carton $\mu = 0{,}2 - 0{,}3$, atunci se obține:

$$G > (0{,}015 - 0{,}01) G_0 z \tag{8.31}$$

Unghiul de înclinare al transportoarelor cu role gravitaționale, determinat cu relația (8.28), corespunde deplasării sarcinii pe trasee rectilinii.

Pentru a analiza mişcarea sarcinii pe sectoarele curbilinii este necesar a se analiza rezistențele la deplasare. Dacă sectorul curbiliniu este alcătuit din role conice atunci, în cazul mişcării după o curbă, viteza medie a rolelor şi a sarcinii sunt egale. Rezistența la deplasare, în acest caz, se poate determina din egalarea lucrului mecanic de frecare de alunecare a sarcinii pe role cu lucrul mecanic al componentei forței de greutate a sarcinii pe curba cu unghiul de cuprindere α:

$$G \cdot \mu \cdot \alpha \cdot r_m \cdot \cos(\beta + \beta_k) = G \cdot \alpha \cdot R \cdot \sin\beta_k \tag{8.32}$$

unde: r_m - raza medie de curbură corespunzătoare centrului de greutate al sarcinii;

β_k – unghiul suplimentar de înclinare al transportorului în curbă;

R - raza curbei;

α - unghiul de cuprindere al zonei curbe.

Considerând cele mai mici valori ale unghiurilor, $\cos(\beta + \beta_k) \approx \cos\beta_k$, se

obține un coeficient mediu de rezistență la înscrierea sarcinii în curbă:

$$w_c = tg\beta_k = \frac{f \cdot r_m}{R}$$

La mişcarea sarcinii după o curbă cu viteza medie v punctul din interiorul căii poate avea viteza $v_1 = v\left(1 - \frac{b_0}{2R}\right)$, iar punctul din exteriorul căii poate avea viteza $v_2 = v\left(1 + \frac{b_0}{2R}\right)$. În acest caz, diferența între viteza rolei şi a sarcinii $\Delta v = v\frac{b_0}{2R}$.

Rezistența medie la înscrierea în curbă se determină din ecuația:

$$W_c \cdot v = G(\cos\beta)\mu\frac{\Delta v}{2} = G(\cos\beta)\,\mu\;\; v\frac{b_0}{4R}$$

$$W_c = G(\cos\beta)\;\mu\frac{b_0}{4R} \qquad (8.33)$$

Coeficientul de rezistență la deplasare la înscrierea în curbă va fi:

$$w_c = \mu\frac{b_0}{4R}\cos\beta \qquad (8.34)$$

În majoritatea cazurilor, pentru lățimi ale cutiilor de 500 mm şi raze de curbură de 1,5-2 m, coeficientul de rezistență la deplasare se ia $w_c = 0{,}015$. Unghiurile de înclinare ale transportoarelor cu role pentru diferite sarcini transportate în linie dreaptă sunt prevăzute în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1 - Unghiurile de înclinare ale transportoarelor cu role

Felul sarcinii	Masa sarcinii [kg]	Inclinarea tg β	Felul sarcinii	Masa sarcinii [kg]	Inclinarea tg β
Cutii de carton	1,5-3 3-7 7-20	0,08 0,06 0,05	Bidoane goale	8-10	0,05
Lăzi de lemn	3-7 9-22 22-60	0,05 0,04 0,03	Bidoane pline	35-45	0,004
Lăzi din zăbrele de lemn	9-60	0,05	Făină în saci	până la 70	0,01

În cazul transportoarelor cu sectoare curbe, pentru tronsoanele cu role conice înclinarea tg β =0,015-0,02, iar pentru tronsoanele cu role cilindrice tg β =0,03-0,04.

9. TRANSPORTOARE ELICOIDALE

Transportoarele elicoidale sunt utilizate pentru transportul cerealelor, făinii, nutreţurilor, furajelor rădăcinoase, pastei de carne etc. pe direcţie orizontală, verticală sau înclinată până la 20^0, pe distanţe relativ scurte, având productivităţi mici şi mijlocii, până la 80-100 t/h. Ele sunt instalaţii simple, ieftine, comode în exploatare. Au dimensiuni de gabarit reduse, oferind posibilitatea încărcării şi descărcării uşoare în diferite puncte. Prin construcţia lor sunt închise ermetic şi împiedică răspândirea prafului în atmosferă. Ca dezavantaje trebuiesc enumerate: consumul mare de energie, uzura puternică a jgheabului şi a melcului, mărunţirea materialelor fragile în timpul transportului şi sensibilitatea la suprasarcină.

Organul portant al transportoarelor elicoidale este un jgheab închis prin care circulă materialul introdus prin unul sau mai multe puncte. Materialul se deplasează prin alunecare, fiind împins de suprafaţa de lucru elicoidală a unui şurub melc rotativ, coaxial cu jgheabul.

9.1 Transportoare elicoidale orizontale şi înclinate pentru sarcini mărunte.

9.1.1 Caracteristici constructive

Construcţia unui transportor elicoidal orizontal este prezentată în figura 9.1.

In jgheabul 6, coaxial cu acesta este montat melcul 8, rezemat pe unul sau mai multe lagăre intermediare 7 şi pe lagărele de capăt 9. Melcul este antrenat de motorul electric 1, prin intermediul reductorului 3 cuplate prin cuplajele 2 şi 4. Încărcarea materialului se face prin gura de alimentare 5 situată în partea superioară a jgheabului,

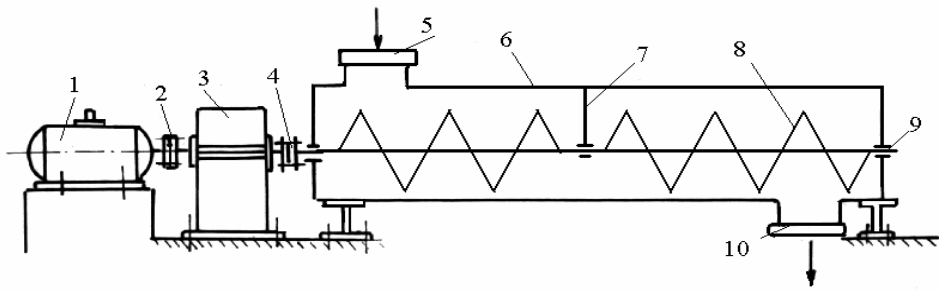


Fig. 9.1 Transportor elicoidal

iar descărcarea prin gura de evacuare de capăt 10, situată în partea inferioară. În cazul în care transportorul mai are şi o gură de evacuare intermediară, aceasta trebuie să fie prevăzută cu un dispozitiv de închidere tip şubăr.

O altă variantă este cazul transportorului cu alimentare pe ambele capete şi cu descărcare pe mijloc, în care caz elicea melcului are înclinări diferite (fig.9.2).

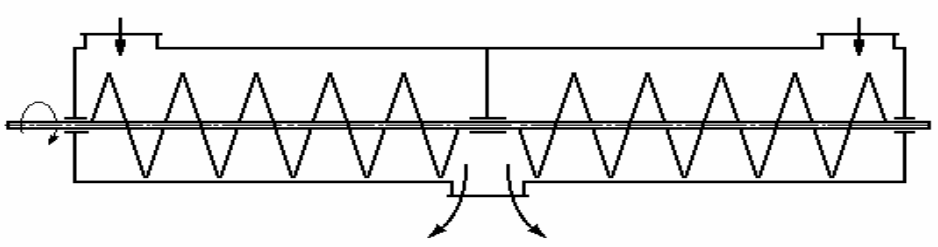


Fig. 9.2 Transportor elicoidal cu două guri de alimentare

Arborii melcului se execută cu secţiune tubulară, sau circulară plină, în tronsoane de 2-4 m. La lungimi mici se preferă arborii tubulari, a căror asamblare se face mai comod. La lungimi mari se preferă arborii cu secţiune plină, care pentru aceleaşi solicitări au secţiuni mai mici. În figura 9.3 este prezentată o construcţie

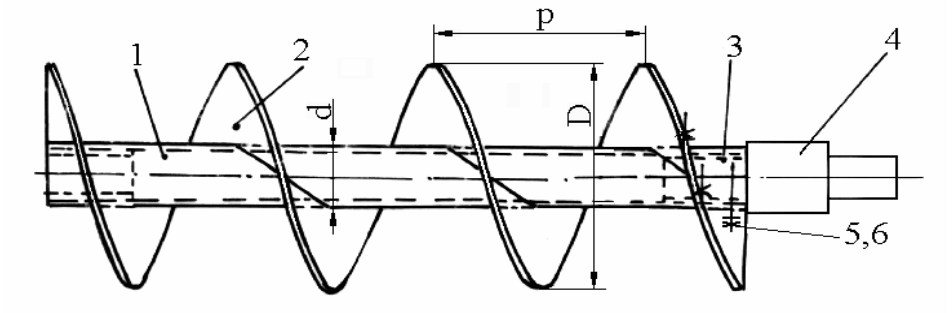


Fig. 9.3 Tronson arbore

frecventă a unui tronson al arborelui.

Arborele 1 are secțiune tubulară, pe el fiind sudată elicea 2 a melcului. Pentru asamblarea tronsoanelor arborelui şi sprijinirea sa în lagărele intermediare se utilizează fusurile 4 montate în bucşele 3 de pe capetele tronsoanelor, prin intermediul şuruburilor 5 şi a şaibelor de siguranță 6. Elicea melcului se execută prin matrițare din tablă de oțel cu grosimea de 2-8 mm. Grosimile mai mici se recomandă la diametre relativ mici ale melcului. Astfel, la diametre ale melcului de 200-300 mm, se recomandă grosimi ale tablei de 4-5 mm, iar la diametre de 500-600 mm grosimi de 7-8 mm. Tronsoanele elicei se sudează între ele şi pe conturul arborelui. Frecvent melcul se execută cu un singur început cu diametre cuprinse între 150-650 mm.

Jgheabul se execută din tablă de oțel cu grosimea de 2-8 mm, din tronsoane cu aceeaşi lungime ca şi cea a melcului. Grosimile mai mari se recomandă pentru diametre mai mari ale melcului. Extremitățile tronsoanelor se rigidizează transversal prin corniere care servesc şi pentru asamblarea tronsoanelor între ele. Pentru asigurarea etanşeității între capac şi flanşele jgheabului, se montează garnituri. Melcul se montează astfel încât între el şi jgheab să existe un interstițiu de 5-10 mm.

Arborele cu elice se sprijină în lagăre, datorită turației reduse a sa preferându-se lagărele de alunecare. Un lagăr de capăt este radial, iar celălalt este radial axial. Lagărul radial axial se montează la extremitatea la care are loc descărcarea, pentru a prelua solicitarea axială a arborelui La lungimi mai mari, în afara lagărelor de capăt arborele se spijină şi pe lagăre intermediare. Lagărele intermediare se montează la 2-4 m distanță unul de celălalt, această distanță corespunzând lungimii tronsoanelor melcului. Lagărele se montează suspendate pentru a asigura trecerea materialului pe fundul jgheabului. Lungimea lagărelor se recomandă a fi cât mai mică deoarece în dreptul lagărelor elicea melcului se întrerupe. Cu cât lungimea zonei întrerupte este mai mare cu atât creşte rezistența la înaintare a materialului. Deoarece arborele se sprijină pe mai multe lagăre, pentru a se asigura montajul şi exploatarea, lagărele se construiesc oscilante. Atât la lagărele de capăt cât şi la cele intermediare trebuie asigurată o bună etanşare.

9.1.2. Calculul transportoarelor orizontale şi înclinate

a) Productivitatea

Un parametru tehnic caracteristic al transportoarelor cu melc este productivitatea masică Π_m [t/h] care, folosită ca dată de proiectare, permite determinarea diametrului elicei melcului. Dacă în relația generală a productivității:

$$\Pi_m = 3600 A \rho v \ \text{[t/h]} \qquad (9.1)$$

unde: A - aria secțiunii transversale prin material [m^2] ;

ρ - densitatea materialului transportat [t/m^3] ;

v - viteza de transport [m / s].

Se înlocuiesc A şi v cu relațiile:

$$A = \pi D^2 / 4 \quad [m^2] \quad ; \quad v = p \cdot n / 60 \ [m/s] \tag{9.2}$$

şi se obține:

$$\Pi_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{p \cdot n}{60} \cdot \rho \cdot \psi \cdot c_1 \ [t/h] \tag{9.3}$$

unde: D - diametrul elicei melcului [m] ;

p - pasul elicei melcului [m] ;

n - turația melcului [rot. / min.] ;

ψ - coeficient de umplere ;

c_1 - coeficient ce ține seama de unghiul de înclinare al transportorului.

$$c_1 = 1 - 0{,}02\,\beta \tag{9.4}$$

unde: β - unghiul de înclinare al transportorului în radiani.

Se recomandă următoarele mărimi pentru unii parametri:

- pasul elicei melcului: $p = (0{,}8 - 1)D$ - pentru transportul materialelor mărunte;

- coeficientul de umplere : ψ =(0,35-0,45) - pentru grăunțe; ψ =(0,45-0,55) - pentru materiale treierate; ψ =(0,3-0,4) - pentru tărâțe; ψ = 0,25 - pentru zahăr.

- coeficient ce depinde de înclinarea transportorului: c_1 = 0,9 pentru β =15°, c_1 = 0,8 pentru β =30°, c_1 = 0,7 pentru β =45°, c_1 = 0,6 pentru β =60°, c_1 = 0,5 pentru β =75°.

Din relația (9.3) se poate determina diametrul D al elicei melcului.

Turația cea mai mare a arborelui se determină cu relația:

$$n = A_1 / \sqrt{D} \ [rot/min] \tag{9.5}$$

unde: $A_1 = 30 - 60$ - pentru sarcini dispersate şi $A_1 = 15 - 30$ - pentru sarcini compacte, iar D - diametrul melcului [m].

b) Puterea necesară antrenării

La deplasarea materialului apar următoarele rezistențe:

-componenta greutății după direcția de deplasare (la transportoarele înclinate);

-frecarea materialului în jgheab;

-rezistența opusă de material la amestecare;

-frecarea materialului de elicea melcului;

-frecarea fusurilor în lagăre;

-frecarea din elementele transmisiei.

Ținând seama de notațiile din figura 9.4 rezultă:

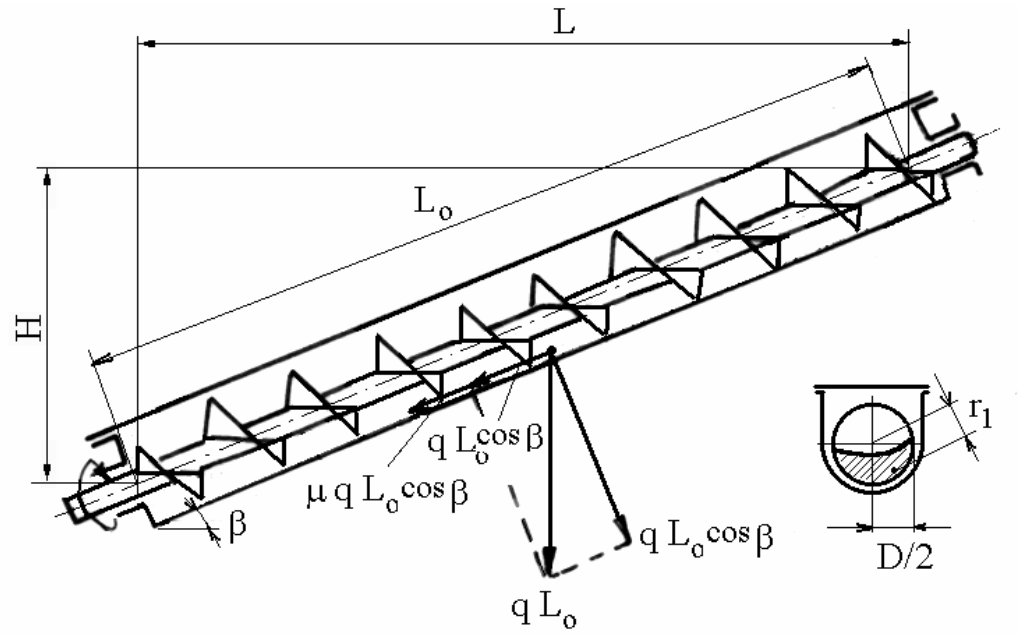


Fig. 9.4 Rezistențe la deplasarea materialului în jgheab

-componenta greutății după direcția deplasării are expresia: $qL_0 \sin \beta = qH$;

-componenta greutății după direcția normală are expresia: $qL_0 \cos \beta$;

-rezistența datorită frecării materialului de jgheab are expresia:

$\mu qL_0 \cos \beta = \mu qL$.

-rezistența datorită amestecării materialului în jgheab se evaluează pe baza unor rezultate experimentale, multiplicând rezistențele la deplasare cu un coeficient k_0, a cărui valoare depinde de natura materialului.

Forța axială necesară învingerii rezistențelor amintite va fi:

$$F_a = k_0(\mu\, qL + qH) \ \text{[N]} \tag{9.6}$$

unde: μ - coeficient de frecare a materialului cu elicea melcului;

q - greutatea pe metru liniar a materialului transportat [N / m];

L - lungimea transportorului [m], pentru transportoare orizontale sau proiecția orizontală a transportoarelor înclinate;

H - înălțimea de ridicare a materialului transportat [m], în cazul transportoarelor înclinate.

k_0 = 1,1-1,2 pentru materiale uşoare şi neabrazive;

k_0 = 1,2-1,6 pentru materiale grele şi neabrazive;

k_0 = 1,8-2 pentru materiale grele şi abrazive.

$$q = \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \ \text{[N/m]} \tag{9.7}$$

Momentul de torsiune necesar a fi aplicat la arborele melcului pentru a învinge forța axială dată de relația (9.6), va avea expresia:

$$M = F_a r_1 tg(\gamma + \rho) \ \text{[Nm]} \tag{9.8}$$

unde: r_1 - distanța de la axa arborelui până la punctul de aplicație a forței axiale în [m];

γ - unghiul de înclinare a elicei melcului;

ρ - unghi de frecare între material şi elice, $tg\rho = \mu$;

$r_1 = k_1 \frac{D}{2}$ [m], unde $k_1 = 0{,}7 - 0{,}9$ (valorile mai mici corespund unui coeficient de umplere mai mare, iar cele mai mari corespund unui coeficient de umplere mai mic).

Introducând expresia forței axiale relația (9.6), în relația (9.8) a momentului de torsiune şi ținând seama şi de relațiile anterioare se obține:

$$M = k_1 k_0 \frac{\Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot v} \frac{D}{2}(\mu L + H) tg(\gamma + \rho) \ \text{[Nm]} \tag{9.9}$$

Ținând seama că viteza poate fi exprimată prin relația:

$$v = p \cdot n \Big/ 60 \ \text{[m/s]} \tag{9.10}$$

unde: p - pasul elicei melcului;

n - turația arborelui.

Exprimând pasul elicei melcului prin relația:

$$p = \pi D tg\gamma \quad [\text{m}] \tag{9.11}$$

expresia momentului devine:

$$M = 60 k_1 k_0 \frac{\Pi_m \cdot g}{7{,}2\ \pi\ n}\left(\mu L + H\right)\frac{tg\left(\gamma + \rho\right)}{tg\gamma} \quad [\text{Nm}] \tag{9.12}$$

Ținând seama că randamentul melcului are expresia:

$$\eta_m = \frac{tg\gamma}{tg\left(\gamma + \rho\right)} \tag{9.13}$$

puterea necesară învingerii rezistențelor la arborele melcului se poate determina cu relația:

$$P = \frac{M \cdot \omega}{1000} \quad [\text{kW}] \tag{9.14}$$

unde: M - momentul de torsiune la arborele melcului [N m];

ω - viteza unghiulară a arborelui [rad / sec].

Făcând înlocuirile corespunzătoare în relația puterii şi ținând seama de frecările în lagăre prin randamentul lor $\left(\eta_l\right)$, precum şi de randamentul transmisiei mecanice de la motor la arborele melcului $\left(\eta_t\right)$, se obține:

$$\text{P} = \frac{k_0 \cdot k_1 \cdot \Pi_m \cdot g}{3{,}6 \cdot 10^3 \cdot \eta_m \cdot \eta_l \cdot \eta_t}\left(\mu\ L + H\right) \quad [\text{kW}] \tag{9.15}$$

unde: Π_m - productivitatea masică $[\text{t/h}]$;

g - accelerația gravitațională $[\text{m/s}^2]$;

L - lungimea de transport pe orizontală $[\text{m}]$;

H - înălțimea de ridicare $[\text{m}]$.

Pentru boabe de cereale şi produse derivate se recomandă: $\eta_m = 0{,}7 - 0{,}8$; $\eta_l = 0{,}05 - 0{,}07$; $\eta_t = 0{,}85 - 0{,}9$; $\mu = 0{,}4$.

Puterea se poate exprima şi în funcţie de coeficientul de rezistenţă la deplasare w, expresia acesteia devenind:

$$P=\frac{1,1\cdot \Pi_m \cdot g}{3600}\left(L\,w+H\right)\cdot\frac{1}{\eta_l}\ \text{[kW]} \qquad (9.16)$$

unde: $w=1,5-1,6$ - pentru grăunţe; $w=1,2-1,3$ - pentru tărâţe; $w=1,4-1,6$ - pentru sarcini uşor abrazive; $w=1,8-2$ - pentru sarcini grele uşor abrazive; $w=4$ - pentru sare.

η_l –randamentul lagărelor, η_l = 0,7-0,8.

Coeficientul 1,1, ţine seama de rezistenţele suplimentare la deplasarea materialului. Pentru a ţine seama de greutatea arborelui şi de rezistenţa la mărunţire, puterea calculată trebuie majorată cu (0,5-1) kW.

9.2 Transportor înclinat cu melc pentru transportul sarcinilor în bucăţi

9.2.1 Variante constructive

În figura 9.5 este prezentat un transportor cu melc pentru transportul sarcinilor în bucăţi al cărui organ de lucru este un melc din fontă 1 închis în tubul 2 cu crăpătură longitudinală 3. Melcul este alcătuit din sectoare montate pe arborele care se roteşte în lagărele de sprijin. Arborele este acţionat printr-o transmisie mecanică de către un motor electric. Aceste transportoare ocupă un spaţiu mic şi sunt utilizate pentru ridicarea periodică a sarcinilor în bucăţi la etajele superioare.

Pentru transportul sarcinilor în bucăţi mijlocii, sau bulgări, melcul se execută cu elicea formată dintr-o bandă de oţel lat, fixată cu spiţe pe arbore (fig. 9.6 a), iar pentru transportul materialelor aderente, sau a celor care din motive tehnologice trebuie amestecate în timpul transportului, melcul se execută cu palete dispuse după o elice (fig. 9.6 b), sau cu spire continue cu margine dinţată (fig. 9.6 c)

9.2.2 Elemente de calcul

Productivitatea transportorului se poate determina cu relaţia:

$$\Pi=\frac{60\cdot v}{a}\psi \quad \text{[buc./h]} \qquad (9.17)$$

unde: v - viteza de transport a sarcinii [m / min.];

a - distanţa dintre sarcini [m];

ψ - coeficient de neuniformitate, ψ =0,6-0,7.

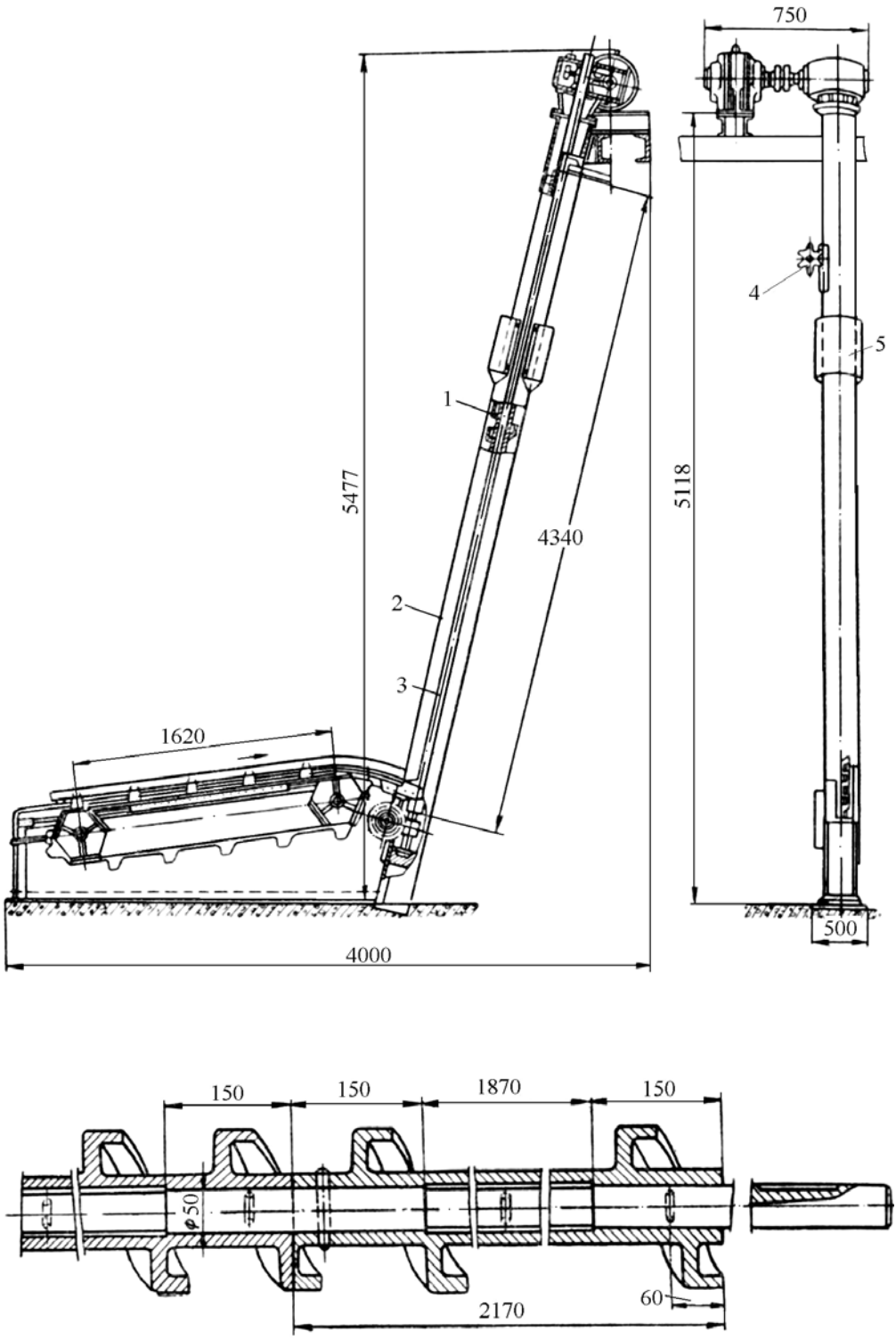


Fig. 9.5 Transportor înclinat cu melc

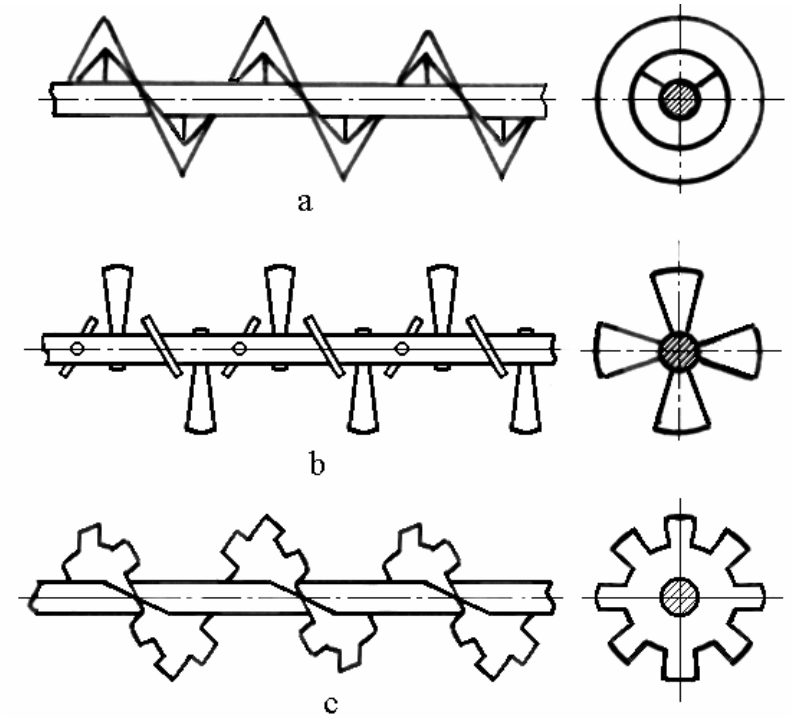


Fig. 9.6 Variante de execuție ale elicilor

Viteza de transport a sarcinii se determină cu relația:

$$v = n \cdot p \quad [\text{m/min.}] \tag{9.18}$$

unde: n - numărul de rotații ale melcului;

p - pasul melcului.

Pentru sarcinile în bucăți, diametrul elicei melcului:

$$D \geq x \cdot a' \quad [\text{mm}] \tag{9.19}$$

unde: a' - este cea mai mare dimensiune a bucăților $[\text{mm}]$;

x - coeficient ce depinde de dimensiunea materialului;

$x = 6 - 8,$ pentru sarcini cu dimensiuni diferite;

$x = 12$, pentru sarcini cu aceeaşi dimensiune.

Puterea necesară antrenării se poate determina cu una din relațiile:

$$\text{P} = \frac{1{,}1 \cdot \Pi_m}{3{,}6 \cdot 102 \cdot \eta_t \cdot \eta_l}\left(Lw + H\right) \quad [\text{kW}] \tag{9.20}$$

$$P = \frac{G_1 \cdot v\left[\sin\beta \cdot tg\left(\gamma + \rho\right) + \mu_1 \cos\beta\right]}{1000\,\eta_l \eta_t} \quad [\text{kW}] \tag{9.21}$$

unde: G_1 - greutatea sarcinii transportate [N];

v - viteza de transport a sarcinii [m /sec.] ;

μ_1 - coeficient de frecare sarcină – carcasă, μ_1 =0,25- 0,35;

β - unghi de înclinare al arborelui melcului;

γ - unghi de înclinare al elicei melcului ;

ρ - unghi de frecare ($tg\rho = \mu$), μ - coeficient de frecare material – elice - melc, $\mu = \mu_1$ = 0,5-0,6;

η_l - randamentul lagărelor arborelui melcului, η_l =0,6-0,65;

η_t - randamentul transmisiei mecanice;

L- proiecția orizontală a lungimii transportoarelor înclinate [m];

H - înălțimea de ridicare a materialului transportat [m];

Π_m - productivitatea masică [t / h];

w - coeficient de rezistență la deplasare, w = 4 - pentru sarcini în bucăți.

9.3 Transportoare verticale cu melc

9.3.1 Caracteristici constructive

Transportoarele verticale cu melc se utilizează pentru transportul cerealelor, făinii, pastei din carne, nutrețurilor, furajelor rădăcinoase. Înălțimea de ridicare este 12-15 m, iar productivitatea, la un diametru de 300 mm este de 80-100 m^3/h. Clasificarea transportoarelor verticale cu melc se poate face după destinație în:

a) transportoare pentru sarcini în vrac:
- cu încărcare gravitațională;
- cu încărcare forțată;

b) transportoare pentru sarcini în bucăți:
- fără dispozitiv de dirijare a sarcinii;
- cu dispozitiv de dirijare în lungul melcului.

Principalele avantaje ale transportoarelor verticale constau în dimensiuni de gabarit mici în plan, care permit mecanizarea operațiilor de ridicare a sarcinilor în condițiile unei suprafețe mici a clădirii, posibilitatea descărcării produselor în puncte diferite. Dezavantajele lor constau în consumul mare de energie ca urmare a frecării materialului cu melcul şi cu carcasa.

In figura 9.7 este prezentat un transportor vertical cu melc, antrenat de un grup moto-reductor. Metoda de încărcare a transportorului şi construcția sa determină

condițiile fizico-mecanice de transport a sarcinii şi condițiile de lucru ale transportorului.

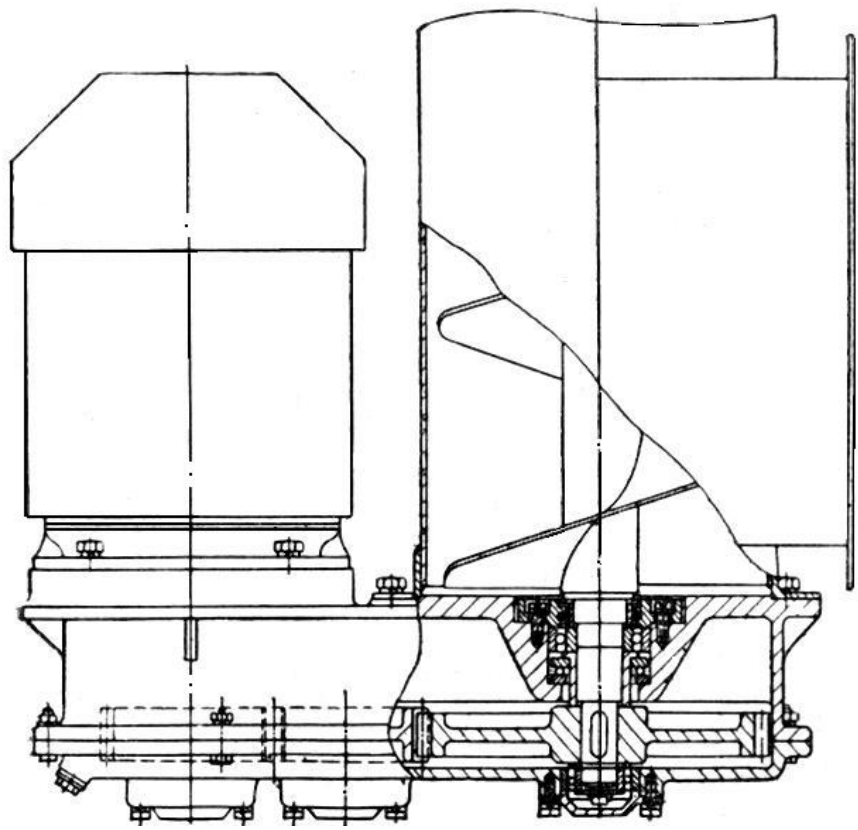


Fig. 9.7 Transportor vertical

In figura 9.8 sunt prezentate diferite tipuri de sisteme de alimentare, astfel: a)- alimentare gravitațională, b)- alimentator lateral cu melc orizontal; c)- alimentator cu palete pentru făină; d) – alimentator hidraulic cu palete pentru cartofi.

Dimensiunile constructive ale transportoarelor verticale cu melc pentru sarcini pulverulente şi mărunte se iau în mod obişnuit în corespondență cu următoarele date:

a) Pasul melcului pentru :
- boabe de cereale p = (0,8-1) D;
- făină p = (0,7-0,8) D;
- cartofi p = (0,5-0,5) D;

b) Înălțimea orificiului de alimentare
- la alimentatoarele cu melc h = (1-1,5) p;

- la încărcarea gravitațională h = (1,5-3) p;

c) Înălțimea orificiului de evacuare (2-4) p;

d) Jocul radial între melc şi carcasă [mm]

- pentru boabe de cereale (7,5 – 10) p;
- pentru făină , cartofi (2 – 3) p;

e) Diametrul arborelui melcului (0,2 – 0,3) D; unde D – diametrul elicei melcului.

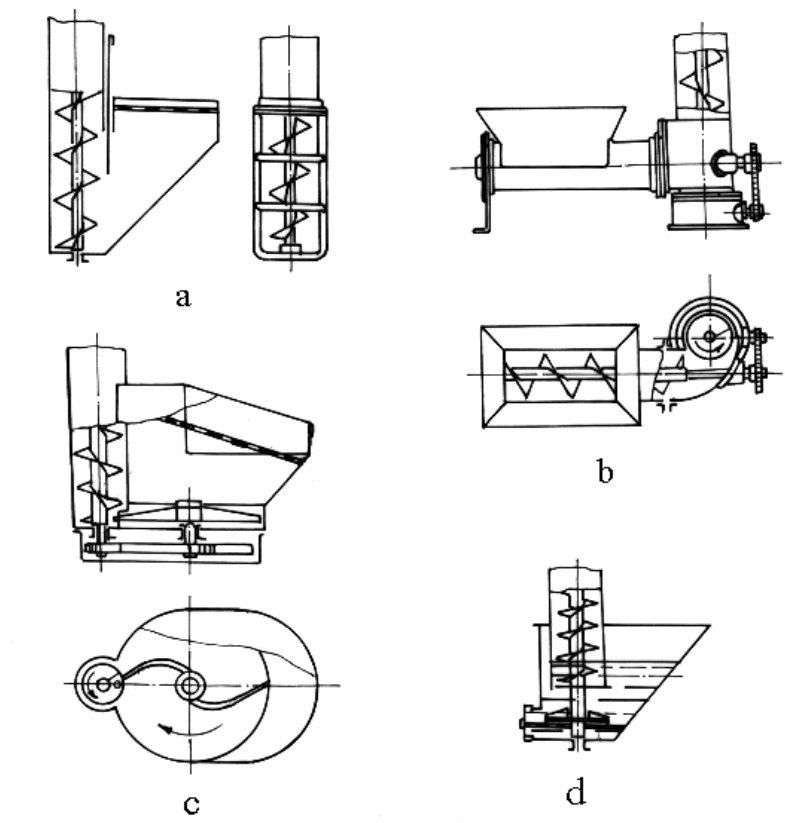


Fig. 9.8 Sisteme de alimentare a transportoarelor cu melc

Tabelul 9.1 Valori ale turației melcului vertical

Diametrul melcului D[mm]	Turația melcului vertical n [rot / min.]
100	400 - 600
150	300 - 550
200	250 - 500
250	200 - 450

Turația arborelui melcului se adoptă în funcție de diametrul acestuia, după recomandările din tabelul 9.1. Valorile mai mari se adoptă pentru transportoarele cu încărcare gravitațională. Turația melcului orizontal se ia: $n_1 = (0,4 – 0,6)\ n$ [rot / min.].

9.3.2 Principiul de funcționare

Principiul de funcționare al transportorului vertical cu melc constă în următoarele: sarcina ajunsă în contact cu melcul vertical, datorită frecării este antrenată de acesta în mişcare de rotație. Sub acțiunea forței centrifuge sarcina se strânge spre peretele interior al carcasei. Datorită frecării se frânează rotirea sarcinii şi se reduce viteza sa de rotație; astfel sarcina începe să alunece relativ cu suprafața melcului şi să se ridice în sus, descriind în mişcare absolută traiectoria elicoidală a acestuia. Cel mai mic număr de rotații ale melcului, la care încetează ridicarea particulelor sarcinii, depunându-se pe suprafața sa , se numeşte turație critică. În figura 9.9 se prezintă schema de acționare a forțelor, care determină condiția de ridicare a particulelor de masă “m”, la distanță R de axul melcului, la viteza unghiulară critică a melcului egală cu ω_k .

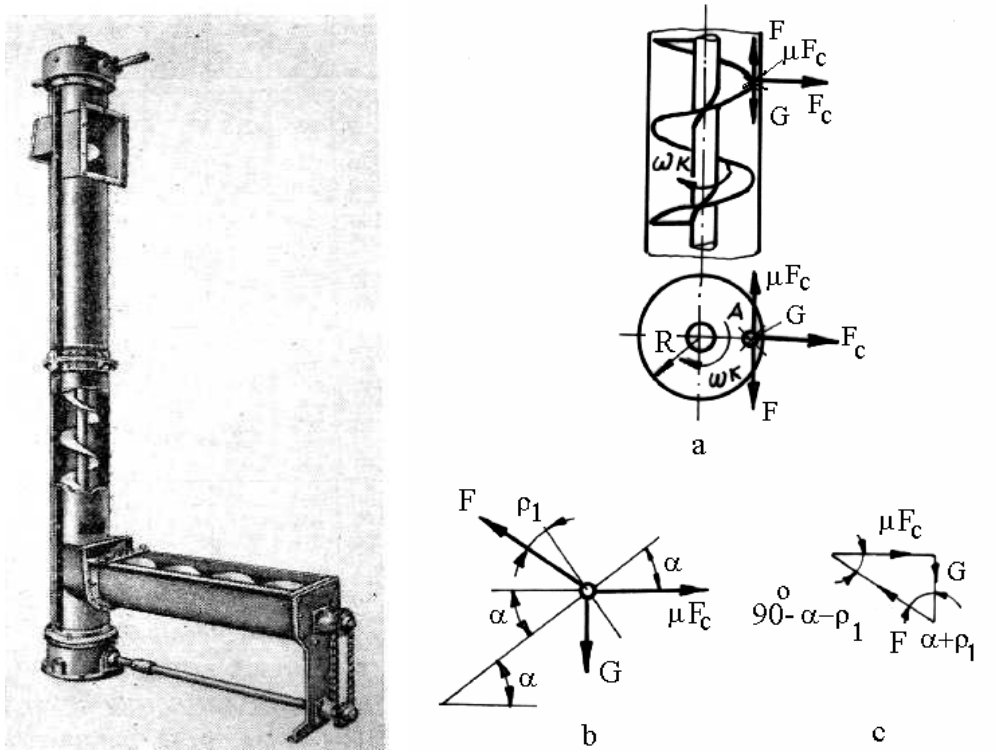


Fig. 9.9 Principiul de funcționare a transportorului vertical cu melc

Semnificația notațiilor din figură este:

- $G = m \cdot g$ - greutatea particulei de masă *m*;
- F – forța de acțiune a melcului asupra particulei de material;
- α - unghiul de înclinare a elicei melcului;
- ρ_1 - unghiul de frecare al sarcinii cu melcul;
- μ - coeficient de frecare între sarcină şi carcasă;

În corespondență cu figura 9.9 c se poate scrie:

$$tg\left(90^0 - \alpha - \rho_1\right) = \frac{m \cdot g}{F_c \cdot \mu} = \frac{m \cdot g}{m \cdot \omega_k \cdot R \cdot \mu} \qquad (9.22)$$

Înlocuind $\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}$, se poate determina turația critică:

$$n_k = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g \cdot tg\left(\alpha + \rho_1\right)}{\mu \cdot R}} \quad \text{[rot/min.]} \qquad (9.23)$$

Pentru a se asigura avansul materialului este necesar ca turația arborelui melcului să fie mai mare ca turația critică.

9.3.3 Calculul transportorului vertical cu melc

a)Productivitatea transportorului

$$\Pi_m = 47{,}1 \cdot D_c \cdot p \cdot n \cdot k \cdot \varphi \cdot \rho \quad \text{[t/h]} \qquad (9.24)$$

unde: D_c - diametrul interior al carcasei [m];

p - pasul elicei [m];

n - turația arborelui [rot / min.] ;

$k = 0{,}9 - 0{,}95$ - coeficient geometric;

ρ - densitatea materialului [t / m^3];

φ - coeficient de capacitate, $\varphi = \xi \cdot \psi$

ξ = 0,55-0,65, coeficient de viteză;

ψ =0,5-0,75, coeficient de umplere.

Coeficientul de umplere al transportoarelor cu buncăr cu încărcare gravitațională, se poate determina cu relația:

$$\varphi = \frac{A - 0{,}001n}{B} \qquad (9.25)$$

Pentru transportoare cu pasul elicei egal cu diametrul melcului, $D = p$ = (120-160) mm, în cazul boabelor de cereale uscate: $A = 1{,}2 - 1{,}4;\quad B = 8$, pentru o înălțime a orificiului de încărcare h = p; şi A= 1,2-1,4; $B = 5$, pentru h=3p.

b)Puterea necesară acționării

Puterea necesară acționării se determină cu relația:

$$P = \frac{\Pi_m \cdot g \cdot H \cdot k_1}{3{,}6 \cdot 10^3 \cdot \eta}\left[w + 1\right] \quad [\text{kW}] \tag{9.26}$$

unde: Π_m - productivitatea transportorului [t / h];

g – accelerația gravitațională [m/s^2];

H - înălțimea de ridicare [m];

k_1 - coeficient ce ține seama de frecarea în lagăre, k_1 = 1,15-1,2;

η - randamentul transmisiei mecanice, η = 0,85-0,95;

w - coeficient de rezistență la deplasare; w = 4,5 - 6,9 - pentru grâu;

w = 3,6 - 4,9 - pentru ovăz; w = 5,5 - 7,3 - pentru sare; w = 12 – 13 - pentru cartofi.

10. TRANSPORTOARE INERȚIALE

10.1 Destinație şi principii de funcționare

Din categoria transportoarelor inerțiale fac parte transportoarele vibratoare şi transportoarele oscilante. Ele sunt destinate transportului materialelor pulverulente, mărunte şi în bucăți, pe direcție orizontală sau uşor înclinată, pe distanțe relativ scurte (până la 15 m) şi pentru productivități mici şi mijlocii. Aceste transportoare nu sunt utilizate pentru transportul sarcinilor fierbinți care emană gaze şi pentru sarcini lipicioase.

Avantajele pe care le prezintă aceste transportoare constau în: construcție simplă, cost redus, posibilitatea etanşării organului purtător de sarcină, ansamblul lagărelor nu vine în contact cu sarcina, uzură mică a organului purtător de sarcină.

Dezavantajele pe care le prezintă constau în: vibrații puternice care se transmit construcției metalice de susținere, zgomot mare, consum mare de energie, capacitate scăzută a transportorului comparativ cu unghiul de înclinare a jgheabului.

Transportoarele inerțiale prezintă un jgheab propriu, închis sau deschis, instalat pe suporți elastici, pe suspensii sau pe role, care primeşte o mişcare oscilatorie de la mecanismul de acționare. Deplasarea materialului față de jgheab se realizează ca urmare a faptului că în timpul deplasării înainte a jgheabului, forța de frecare între material şi jgheab este suficient de mare pentru a asigura deplasarea materialului împreună cu jgheabul; iar în cursa de înapoiere a jgheabului, forța de frecare fiind mică, acesta alunecă pe sub materialul care se deplasează tot înainte, în virtutea inerției.

După modul de funcționare, transportoarele inerțiale se împart în două categorii:

- **transportoare la care forța de frecare între material şi jgheab este**

diferită în cele două sensuri de mişcare, mişcarea jgheabului făcându-se la fel în ambele sensuri (transportoare cu presiune variabilă a materialului pe jgheab);

- transportoare la care forța de frecare este constantă, dar mişcarea jgheabului se face cu viteză şi accelerație mult mai mare (transportoare cu presiune constantă a particulei pe jgheab).

În figura 10.1 este prezentată schema forțelor, care acționează asupra particulei de material situată pe jgheabul transportorului, care primeşte mişcare de oscilație de la un mecanism bielă – manivelă, arătându-se principiul de funcționare al acestuia.

Aşa cum se cunoaşte din teoria mecanismelor şi a maşinilor, deplasarea "s" a jgheabului în direcția vibrației, sub acțiunea mecanismului bielă – manivelă se produce după o lege armonică, viteza jgheabului având expresia:

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega \cdot r \cdot \sin \omega t \qquad (10.1)$$

Accelerația jgheabului va fi:

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t \qquad (10.2)$$

Mărimea absolută a forței de inerție a particulei de masă "m" în mişcare de transport :

$$F_i = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t \qquad (10.3)$$

unde: ω - frecvența unghiulară a oscilației;

r - raza manivelei.

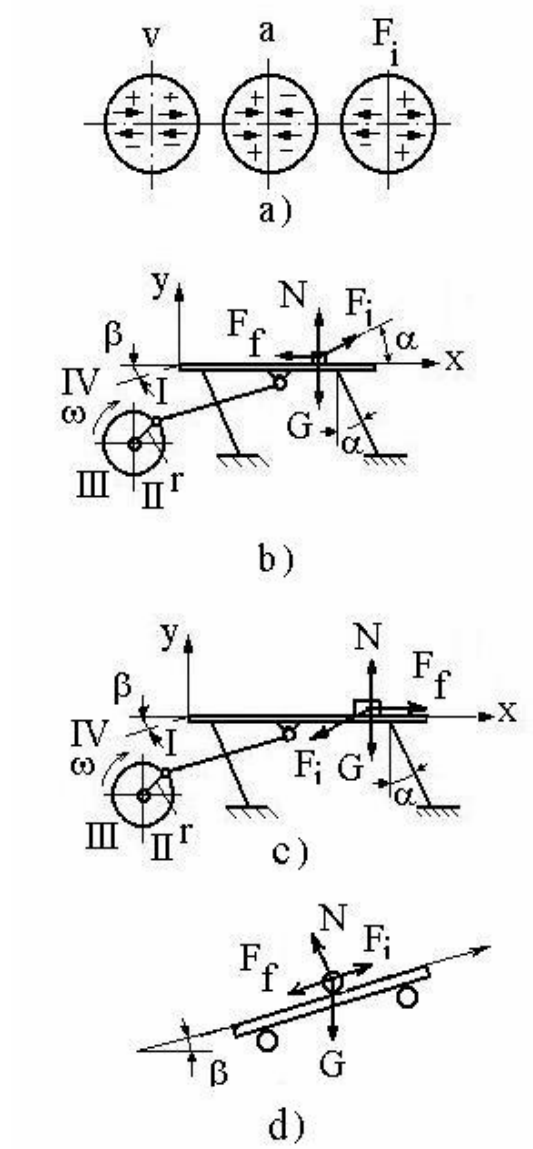


Fig. 10.1 Schema forțelor, care acționează asupra particulei de material

În figura 10.1 a este prezentat sensul vitezei accelerației jgheabului şi a forței

de inerție a particulelor aflate pe jgheab, pentru diferite poziții ale manivelei.

În figura 10.1 b este prezentată poziția manivelei pentru care F_i este orientată în sus cu sensul spre dreapta. Proiectând forțele care acționează asupra particulei de material după direcția axelor de coordonate x-y, fără a modifica legătura cu jgheabul, obținem pentru această poziție ecuația mișcării relative a particulei:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = G\sin\beta + F_i\cos\alpha - F_f \tag{10.4}$$

$$m\frac{d^2y}{dt^2} = -G\cos\beta + F_i\sin\alpha + N \tag{10.5}$$

unde: $\frac{d^2x}{dt^2}$ și $\frac{d^2y}{dt^2}$ - proiecțiile accelerației mișcării relative după direcțiile x și y;

F_f - forța de frecare de alunecare a particulei;

N - reacțiunea normală a jgheabului;

β - unghiul de înclinare al jgheabului.

În figura 10.1 c se arată o poziție a manivelei pentru care forța de inerție este orientată în jos cu sensul spre stânga. Proiectând prin analogie ca mai sus, toate forțele după axele de coordonate x-y, obținem și pentru această poziție mișcarea relativă a particulei.

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = G\sin\beta - F_i\cos\alpha + F_f \tag{10.6}$$

$$m\frac{d^2y}{dt^2} = -G\cos\beta - F_i\sin\alpha + N \tag{10.7}$$

Când $y = 0$ și se produce alunecarea particulei pe jgheab, atunci din relațiile (10.5) și (10.7) se pot obține următoarele relații pentru N, la diferite poziții ale manivelei:

$$N = G\cos\beta - F_i\sin\alpha \tag{10.8}$$

$$N = G\cos\beta + F_i\sin\alpha \tag{10.9}$$

Din ecuațiile (10.8) și (10.9) se vede că reacțiunea normală a jgheabului constituie o mărime variabilă, după cum forțele de inerție ale particulelor se schimbă periodic ca mărime și ca semn. Din cauza aceasta, forța de frecare care împiedică mișcarea relativă a particulelor pe suprafața plană, crește sau scade periodic.

Astfel pentru sensul forței de inerție arătat în figura 10.1 b, forța de frecare va fi:

$$F_f = (G\cos\beta - F_i \sin\alpha)\mu \tag{10.10}$$

iar pentru sensul F_i , din figura 10.1c, forța de frecare va fi:

$$F_f = (G\cos\beta + F_i \sin\alpha)\mu \tag{10.11}$$

unde : μ – coeficient de frecare.

La regimuri cu mișcare relativă, forța de inerție asigură deplasarea particulei înainte după fiecare ciclu al oscilației. Se pot determina condițiile care asigură deplasarea relativă a particulei care alunecă pe suprafață. Înlocuind în relațiile (10.4) și (10.6), forța de frecare cu expresiile din relațiile (10.10) și (10.11); și dacă : $G = mg$ și $F_i = ma$, se obține:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = G\sin\beta + F_i\cos\alpha - (G\cos\beta - F_i\sin\alpha)\mu \tag{10.12}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = a(\cos\alpha + \mu\sin\alpha) - g(\mu\cos\beta - \sin\beta) \tag{10.13}$$

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = G\sin\beta - F_i\cos\alpha + (G\cos\beta + F_i\sin\alpha)\mu \tag{10.14}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = a(\mu\sin\alpha - \cos\alpha) + g(\mu\cos\beta + \sin\beta) \tag{10.15}$$

Pentru jgheabul orizontal $\beta = 0$, sintetizând ecuațiile diferențiale ale mișcării relative a particulei, se poate scrie pe baza ecuațiilor (10.13) și (10.15):

$$\frac{d^2x}{dt^2} = a(\mu\sin\alpha \pm \cos\alpha) \mp g\mu \tag{10.16}$$

Semnele de deasupra reprezintă mișcarea particulei înainte, semnele de jos reprezintă mișcarea particulei înapoi.

Particula care se află pe suprafață se deplasează împreună cu ea atâta timp cât forța de frecare nu devine egală cu componenta orizontală a forței de inerție; după aceasta urmează perioada alunecării relative, când particula se deplasează relativ în raport cu jgheabul. În situația repausului relativ al particulei, în ecuația (10.16), coeficientul de frecare μ devine coeficient de frecare staționar μ_1. În acest caz membrul stâng al ecuației (10.16) poate fi zero, încât se poate scrie:

$$a(\mu_1\sin\alpha \pm \cos\alpha) = \mp g\mu_1 \tag{10.17}$$

Din ecuațiile (10.16) şi (10.17) obținem condițiile începutului mişcării relative a particulei:

- pentru mişcarea particulei înainte:

$$a \geq \frac{g\mu_1}{\mu_1 \sin\alpha + \cos\alpha} \tag{10.18}$$

- pentru mişcarea particulei înapoi:

$$a \geq \frac{g\mu_1}{\cos\alpha - \mu_1 \sin\alpha} \tag{10.19}$$

Aşa cum se vede din ecuația (10.8), desprinderea particulei de jgheab este posibilă la $N = 0$, astfel încât:

$$F_i \sin\alpha > G\cos\beta$$

În acest caz se obține condiția desprinderii particulei de jgheab

$$a > g\frac{\cos\beta}{\sin\alpha} \tag{10.20}$$

Traiectoria absolută de avans a particulei este o parabolă; bineînțeles dacă se neglijează rezistența aerului, atunci particula se află numai sub influența forței de greutate. În acest mod, la transportoarele vibratoare mişcarea particulei se compune din următoarele perioade ce se succed una după alta: coliziunea particulelor şi alunecarea lor pe jgheab şi perioada de zbor liber în direcția avansului.

Regimul de lucru al transportoarelor inerțiale se caracterizează prin coeficientul regimului de lucru:

$$C = \frac{A\omega^2 \sin\alpha}{g\cos\beta} \tag{10.21}$$

unde: $A-$ amplitudinea oscilației jgheabului; $A = r$, iar $r-$ raza manivelei

La transportoarele vibratoare $C \geq 1$, iar la cele oscilante $C \leq 1.$

În figura 10.1d, se prezintă schema de oscilație a transportorului cu presiune permanentă a sarcinii pe jgheab. Spre deosebire de presiunea variabilă, oscilația jgheabului şi forța de inerție a particulei sunt îndreptate în lungul suprafeței jgheabului. Este uşor de înțeles din examinarea forțelor care acționează asupra particulei, că mişcarea relativă a acesteia se produce în următoarele condiții:

- pentru mişcarea particulei înainte

$$a_j \geq g(\mu_1 \cos\beta + \sin\beta) \tag{10.22}$$

- pentru mişcarea particulei înapoi

$$a_j \geq g(\mu_1 \cos\beta - \sin\beta) \tag{10.23}$$

Pentru a se asigura înaintarea particulei, jgheabului i se transmite o mişcare de oscilație după o lege asimetrică.

10.2 Transportoare vibratoare

Transportoarele vibratoare fac pare din categoria transportoarelor inerțiale cu presiune variabilă a sarcinii pe jgheab. Ele servesc pentru transportul sarcinilor pe orizontală şi pe trasee înclinate cu unghiuri până la 15^0, precum şi pentru ridicarea pe verticală. Transportoarele orizontale au o productivitate maximă de 150 t / h şi lungimi de transport de până la 60 m. Cele verticale cu jgheab elicoidal au o productivitate maximă de 30 t / h şi înălțimea de ridicare, în mod obişnuit, până la maxim 8 m. În ceea ce priveşte funcționarea lor, ele se caracterizează printr-o amplitudine mică a vibrațiilor (0,5-12) mm şi o frecvență a oscilațiilor de 450-3000 oscilații pe minut. Frecvența destul de mare şi amplitudinea mică a oscilațiilor face ca materialul să înainteze prin salturi mici. Viteza de transport a sarcinii pe orizontală ajunge la 0,6 m / sec.

10.2.1 Construcția transportoarelor vibratoare

Transportorul vibrator din figura 10.2 se compune din jgheabul 1, pe care sunt montate două roți dințate 2 având acelaşi diametru modul şi lățime ce angrenează între ele , antrenate fiind de un electromotor. Roțile sunt montate într-un plan paralel cu cel al suporților elastici înclinați 3. Fiecare roată are câte o masă perturbatoare egală ca valoare şi astfel montate încât componentele forțelor de inerție după direcții paralele

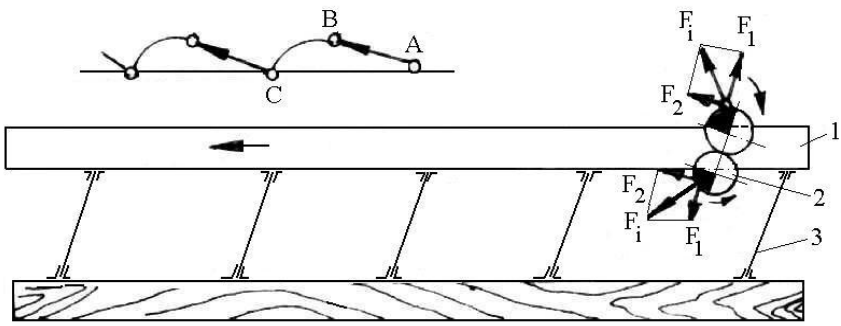


Fig. 10. 2 Transportor vibrator cu mase perturbatoare

cu suporţii 3 sunt egale şi de sens contrar anulându-se, iar componentele după direcţie perpendiculară au acelaşi sens însumându-se, dau naştere unei rezultante ce acţionează asupra particulei de material, determinând deplasarea sa.

În afara acestui sistem se utilizează motoare vibratoare cu funcţionare sincronă, montate pe partea inferioară a jgheabului pe o ramă, fiind legate de jgheab printr-un sistem elastic (fig. 10.3).

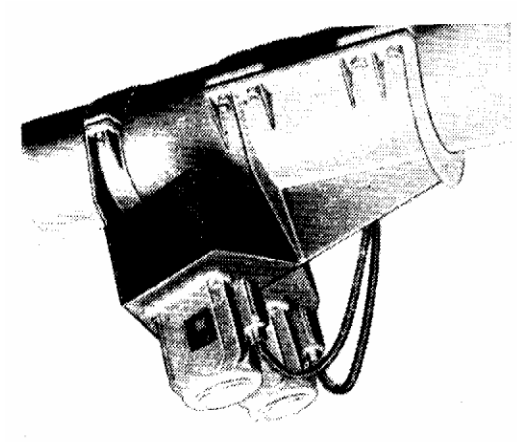


Fig. 10.3 Motor vibrator

Motoarele vibratoare pot fi înlocuite cu electromagneţi cu miez vibrator, ce se fixează pe jgheab înclinaţi, la distanţe de 2-6 m, realizându-se astfel transportoare de lungime mai mare (fig.10.4). Acest tip de transportor prezintă avantajul că jgheabul poate fi închis şi funcţionează suspendat.

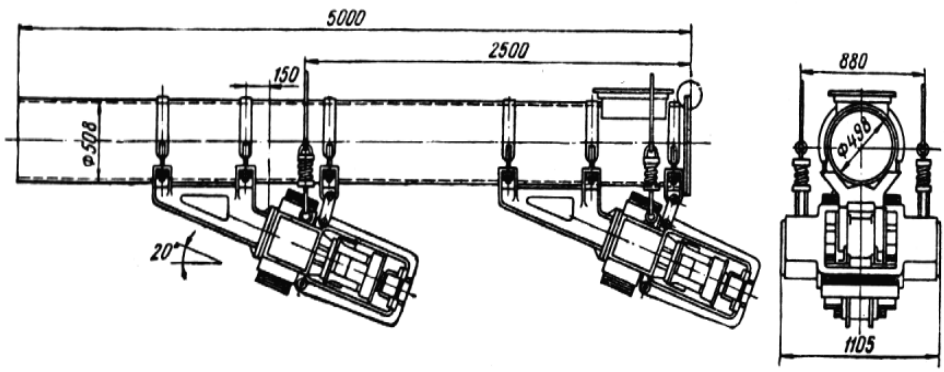


Fig. 10.4 Transportor vibrator cu electromagneţi cu miez vibrator

În figura 10.5 a este prezentat un transportor vibrator vertical cu acţionare cu vibrator electromagnetic, iar în figura 10.5 b este prezentat un transportor vertical pentru paste cu pâlnie de alimentare circulară.

Transportoarele vibratoare verticale se compun dintr-un tub central portant vertical 1, pe care se află fixat un jgheab elicoidal vertical de transport 2. Unghiul de înclinare a spirei jgheabului este cuprins între 2^0 şi 10^0. Mişcarea vibratorie a utilajului este realizată cu ajutorul vibroexcitatoarelor inerţiale 3 plasate, de regulă, la partea

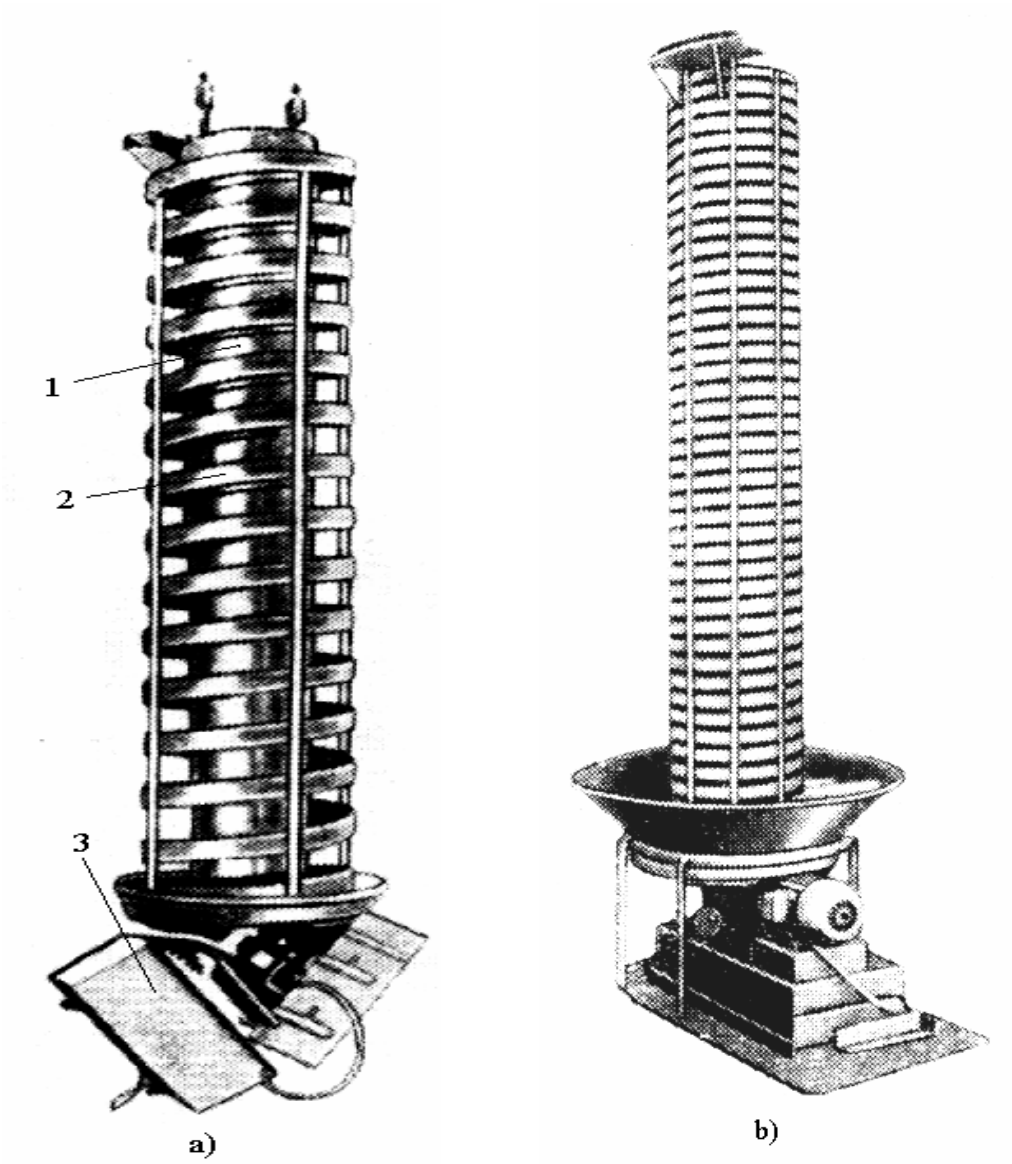


Fig. 10.5 Transportoare vibratoare verticale: a- cu acționare cu vibrator electromagnetic; b- cu alimentare cu pâlnie circulară

inferioara a transportorului. Rezemarea transportorului la partea inferioară se face printr-un set de de elemente elastice de cauciuc. Sub acțiunea jgheabului vibrator materialul face o mişcare complexă, compusă din rotație în jurul axului vertical şi în acelaşi timp de oscilație în lungul jgheabului. Datorită acestui lucru particula de material se deplasează în lungul jgheabului elicoidal, analog cu mişcarea particulelor

în jgheaburile înclinate cu oscilație în linie dreaptă. Productivitatea este dependentă de diametrul jgheabului; astfel la un diametru de 200 mm, productivitatea este de 100 kg / h, iar la un diametru de 300 mm, productivitatea ajunge la 250 kg / h.

10.2.2 Vibratoare

Vibratoarele au rolul de a comunica mişcarea de oscilație organului purtător de sarcină a transportorului. Energia care este transmisă de vibrator este consumată în transportor prin frecările interne în timpul transportului sarcinii şi în arcurile suspensiei; la învingerea rezistențelor la înaintare a produselor şi frecarea în cuplele cinematice; la învingerea rezistențelor la înaintare a aerului; o altă parte a vibrațiilor fiind transmise construcției purtătoare. Sunt utilizate vibratoare mecanice, electromagnetice, pneumatice şi hidraulice. Cea mai largă utilizare o au vibratoarele mecanice şi electromagnetice.

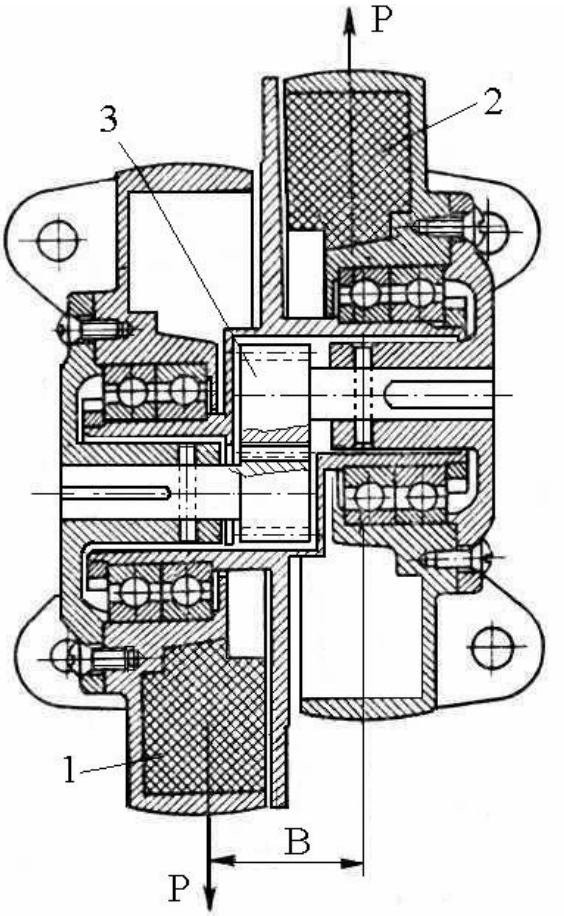


Fig. 10.6 Vibrator inerțial cu axe orizontale

Vibratoare mecanice

După principiul de funcționare sunt întâlnite următoarele tipuri de vibratoare mecanice:

- inerțiale: autooscilante (cu două mase) şi tip pendul (cu o singură masă);
- cu excentric şi bielă (cu bielă rigidă sau elastică);
- cu excentric şi cu camă.

Vibratoarele inerțiale autooscilante pot fi cu axe de rotație a sarcinii, orizontale şi înclinate. Cele mai utilizate sunt cele cu axe orizontale.

În figura 10.6 se prezintă vibratorul inerțial cu axe orizontale, la care centrul de greutate al sarcinii P se roteşte în două plane paralele, perpendiculare pe axa de rotație. Centrul de greutate al sarcinii este deplasat astfel încât apare o pereche de forțe P la distanța B. Avantajul

mecanismului constă în uşurință în asamblare şi în exploatare. Ele sunt recomandate instalațiilor cu productivitate mică.

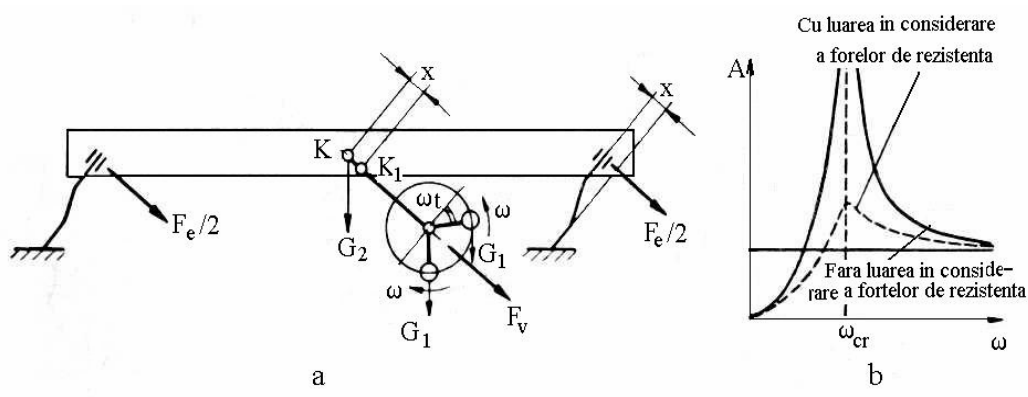


Fig. 10.7 Transportor cu vibrator autooscilant

În figura 10.7 este prezentată schema de funcționare a vibratorului inerțial autooscilant în regim stabilizat Luând în considerație că greutatea jgheabului este preluată de arcuri şi neglijând rezistențele, se poate scrie ecuația diferențială a mişcării jgheabului sub acțiunea forței perturbatoare a vibratorului F_v şi a forței elastice a arcurilor F_e:

$$\frac{G_2}{g}\cdot\frac{d^2x}{dt^2}=F_v+F_e \tag{10.24}$$

sau

$$\frac{G_2}{g}\cdot\frac{d^2x}{dt^2}=2\frac{G_1}{g}\left(\omega^2R\sin\omega t-\frac{d^2x}{dt^2}\right)-cx \tag{10.25}$$

Din această ecuație rezultă:

$$\frac{G_2+2G_1}{g}\cdot\frac{d^2x}{dt^2}+cx=\frac{2G_1}{g}\omega^2R\sin\omega t \tag{10.26}$$

unde: x - deplasarea jgheabului;

$\frac{d^2x}{dt^2}$ - accelerația jgheabului;

G_1 - greutatea unei mase [N];

G_2 - greutatea transportorului [N];

$G_2 = G_3+\lambda G_4+G_5$ [N];

G_3 - greutatea jgheabului cu resorturile adiacente [N];

G_4 - greutatea produselor [N];

λ - coeficient ce ține seama de influența masei produselor, λ=0,1-0,2;

G_5 - greutatea ansamblelor vibratorului, fără greutatea maselor inerțiale [N];

G_5~(5-14)G_1 (valorile mai mari se iau pentru vibratoarele cu frecvență înaltă);

R- raza de rotație a centrului de greutate a maselor de inerție;

c - rigiditatea sistemului elastic;

ω - frecvența de rotație a forței perturbatoare, identică cu viteza unghiulară a maselor.

Utilizând notațiile:

$p = \sqrt{\dfrac{cg}{G_2 + 2G_1}}$ şi $q = \dfrac{2G_1}{G_2 + 2G_1}$, relația (10.26) devine:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + p^2 x = q\omega^2 R \sin \omega t \qquad (10.27)$$

Ecuația destinată mişcării jgheabului reprezintă o ecuație diferențială de gradul doi. Dacă partea dreaptă a relației (10.27) se consideră nulă, atunci se obține ecuația oscilației libere cu frecvența proprie *p*. Ecuația caracteristică este de forma $r^2 + p^2 = 0$, iar rădăcinile sale sunt $r_{1,2} = \pm ip$. În acest caz soluția generală a ecuației diferențiale omogene va avea forma: $x_0 = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt$, unde C_1 şi C_2 - constante de integrare. Soluția parțială a ecuației (10.27) poate fi prezentată sub forma:

$$x_1 = A\cos \omega t + B\sin \omega t \qquad (10.28)$$

Diferențiind pe x_1 de două ori obținem:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} = -A\omega^2 \cos \omega t - B\omega^2 \sin \omega t \qquad (10.29)$$

Înlocuind valoarea x_1 şi $\dfrac{d^2x_1}{dt^2}$ în ecuația (10.27) se obține:

$$-A\omega^2 \cos \omega t - B\omega^2 \sin \omega t + p^2 A\cos \omega t + p^2 B\sin \omega t = q\omega^2 R\sin \omega t$$

După gruparea termenilor se obține:

$$A\left(p^2 - \omega^2\right)\cos \omega t + B\left(p^2 - \omega^2\right)\sin \omega t = q\omega^2 R\sin \omega t \qquad (10.30)$$

Pentru ca ecuația să fie o identitate, trebuie să îndeplinească condiția $A\left(p^2-\omega^2\right)=0$ şi $B\left(p^2-\omega^2\right)=q\omega^2 R$, de unde se obțin pentru $\omega \neq p$, valorile coeficienților $A\neq 0$ şi $B=\dfrac{q\omega^2 R}{p^2-\omega^2}$. Înlocuind aceste valori în ecuație obținem pentru x_1, soluția parțială a ecuației (10.27): $x_1=\dfrac{q\omega^2 R}{p^2-\omega^2}\sin\omega t$.

În acest caz soluția generală a ecuației (10.27), poate avea forma $x=x_0+x_1$, şi poate fi scrisă sub forma:

$$x=C_1\sin pt+C_2\cos pt+\frac{q\omega^2 R}{p^2-\omega^2}\sin\omega t \qquad (10.31)$$

unde*:* p - frecvența proprie a oscilației.

Neglijând oscilațiile proprii cu frecvența p, care sunt neînsemnate la începutul apariției forțelor periodice perturbatoare şi care se stabilizează în timpul regimului de funcționare, se poate scrie ecuația oscilației forțate a jgheabului cu frecvența forțelor perturbatoare ω:

$$x=\frac{qR\omega^2}{p^2-\omega^2}\sin\omega t=A\sin\omega t \qquad (10.32)$$

În figura 10.7 b, se prezintă dependența amplitudinii A de viteza unghiulară ω, cu care se rotesc masele. Din reprezentarea grafică se vede că la apropierea frecvenței oscilației forțate ω de valoarea critică $\omega_{cr}=p$, amplitudinea oscilației jgheabului creşte puternic. Luând în considerație că la transportoarele cu rezonanță p^2 este mult mai mic decât ω^2, pentru aceste transportoare se poate scrie:

$$x=-qR\sin\omega t$$

De unde rezultă variația maximă absolută a jgheabului, în funcție de poziția sa medie, astfel încât amplitudinea oscilației sale va fi:

$$A=\frac{2G_1}{G_2+2G_1}R \qquad (10.33)$$

Din relația (10.33), se vede că la creşterea greutății transportorului, amplitudinea oscilației se micşorează. Frecvența oscilațiilor transportoarelor cu vibratoare autooscilante este de 4-10 ori mai mare decât cea mai înaltă frecvență a oscilațiilor proprii. Creşterea bruscă a amplitudinii oscilațiilor jgheabului la frecvența de rezonanță (frecvența critică), în perioada de accelerare a jgheabului poate provoca fisuri ale elementelor elastice de rezemare.

Fenomenul de rezonanță apare în momentul în care perioada de oscilație a sistemului format din jgheab, material, este egală cu cea a perturbatorului, amplitudinea oscilației tinzând să crească foarte mult. Acest lucru nu se petrece deoarece o parte a energiei acumulate este folosită pentru învingerea rezistențelor interioare. Funcționarea fără rezonanță se efectuează când perioada de oscilație a perturbatorului nu mai este egală cu cea a ansamblului. Energia consumată în acest caz este mai mare, deoarece afară de învingerea forțelor de frecare, mai este necesară o energie suplimentată pentru a imprima ansamblului jgheab material o mișcare cu amplitudinea ±A.

În scopul scăderii amplitudinii oscilației jgheabului, în timpul regimului de funcționare cu rezonanță, se utilizează următoarele metode:

a) amortizarea oscilațiilor cu ajutorul amortizoarelor mecanice, hidraulice sau pneumatice;

b) utilizarea unor compensatoare mobile cu reglarea automată a excentricității, care să permită trecerea la minim a forței perturbatoare în zona de rezonanță;

c) creşterea acceleraţiei particulei şi frânarea acționării jgheabului.

În figura 10.8 este prezentat un amortizor mecanic cu fricțiune. El se compune din axul fix 1, care este fixat în suporții 2, montați pe şasiul 3 al maşinii; două discuri 6 şi 7 care alunecă pe axul 1 pe pene şi sunt împinse cu ajutorul arcului 5 spre discul 4, montat liber pe ax. Brida 8 fixată pe jgheab, la oscilația normală a jgheabului nu se atinge de proeminența de pe discul 4. La creşterea amplitudinii jgheabului, brida se loveşte de proeminența de pe discul 4 şi determină modificarea sensului discului, învingând frecarea pe suprafețele frontale ale acestuia.

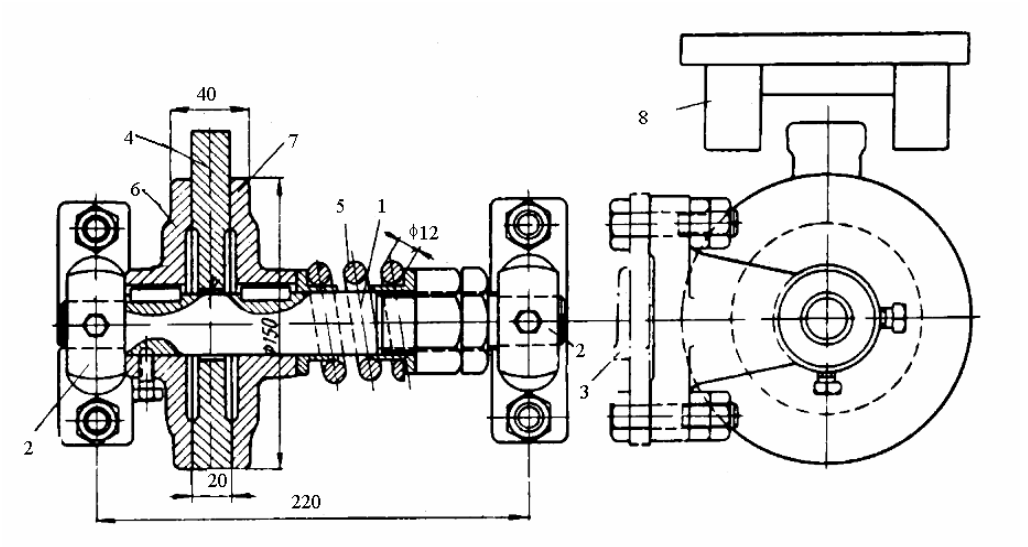


Fig. 10.8 Amortizor mecanic cu fricțiune

Ulterior, evoluția funcționării vibratoarelor este orientată pe calea utilizării motovibratoarelor asincrone cu mase perturbatoare, montate într-o secțiune transversală (perpendiculară) pe organul purtător de sarcină (jgheabul) (fig.10.3). Funcționarea sincronă şi în fază a vibratoarelor se asigură în mod automat după un număr de autosincronizări, cu ajutorul a două perturbatoare vibratoare, care lucrează ca unul singur.

Direcția forțelor care perturbă se poate obține cu ajutorul unor vibratoare de tip pendul. Vibratorul din figura 10.9 a se suspendă de jgheab cu ajutorul articulațiilor elastice 4. La rotirea perturbatorului 1, componentele forțelor centrifuge orientate după linia ce roteşte centrul de rotație a perturbatorului cu centrul articulației, se transmit jgheabului. Componentele perpendiculare produc oscilația vibratorului în jurul articulației. Datorită rigidității mici a articulației, eforturile care se transmit jgheabului ca urmare a oscilației vibratorului sunt neînsemnate şi nu dovedesc o influență esențială asupra mişcării jgheabului. În figura 10.9 b este prezentat transportorul cu motor vibrator tip pendul. Vibratorii utilizați au o frecvență de 930-950, 1400-1450 şi uneori 2800-2900 oscilații / minut.

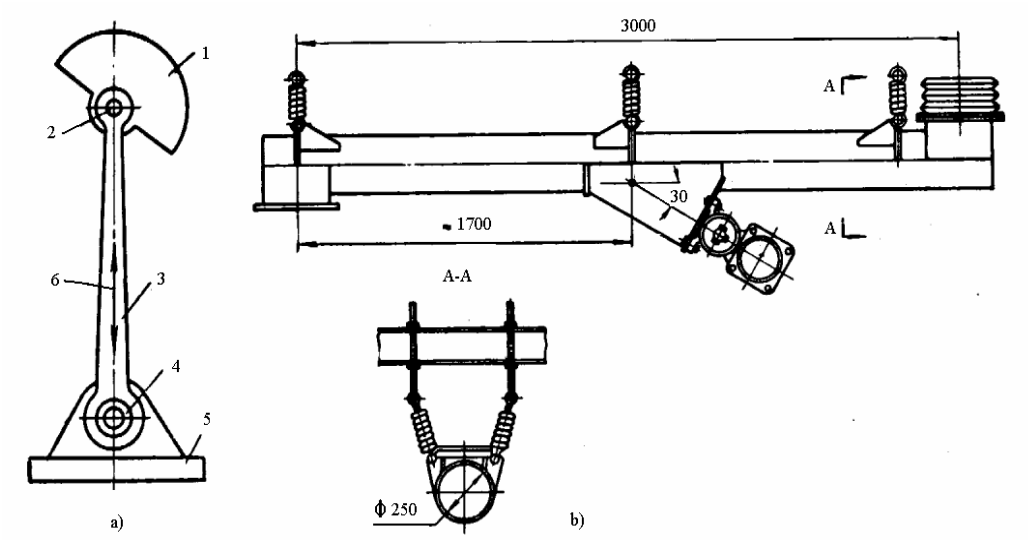


Fig. 10.9 Transportor cu vibratoare tip pendul

Vibratoarele cu excentric şi bielă pot fi cu bielă elastică sau cu bielă rigidă. În figura 10.10 a este prezentat vibratorul cu bielă rigidă. Avantajele de bază a acestor vibratoare constau în independența amplitudinii oscilației jgheabului de gradul său de încărcare şi rezistențele din transportor.

Vibratoarele cu excentric şi bielă funcționează de obicei cu frecvența de 450-1000 oscilații pe minut, la amplitudinea oscilației jgheabului de 3-12 mm. Lungimea

transportoarelor cu vibratoare de acest tip ajunge de obicei la 60 m. Aşa cum a arătat practica, eforturile în bielă, încărcarea lagărelor şi puterea necesară au cea mai mică valoare în regimul de rezonanţă a amplitudinii. Totuşi, în regimul de rezonanţă lansarea este îngreunată datorită rigidităţii înalte a resorturilor.

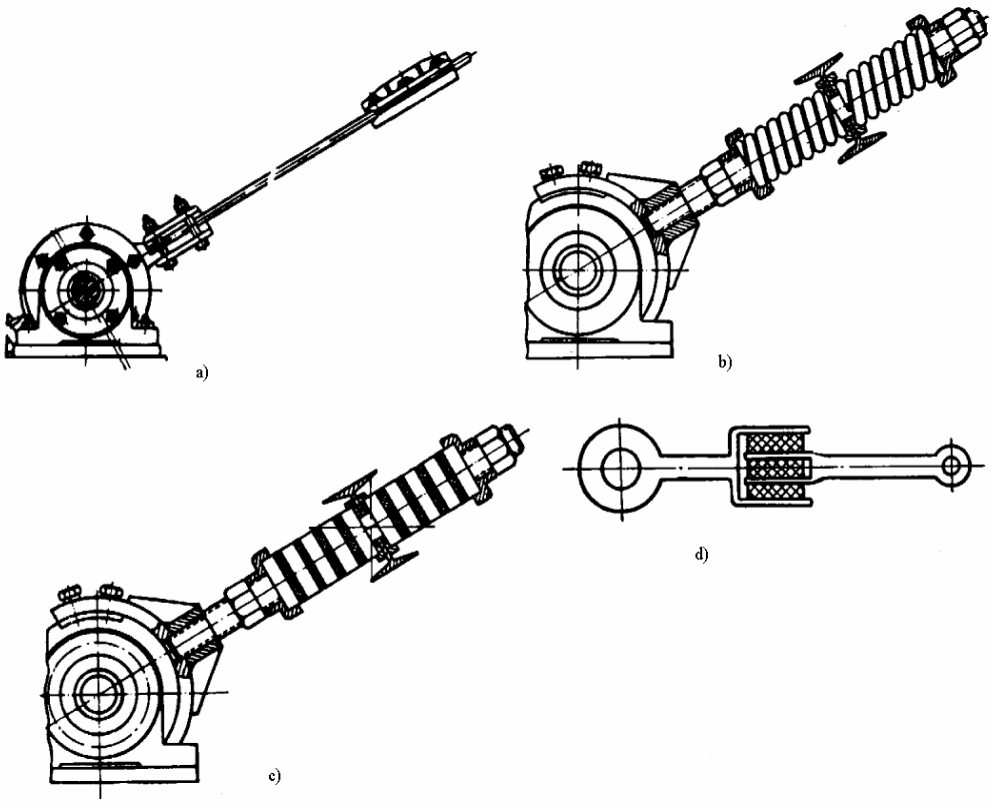


Fig. 10 10 Vibratoare cu excentric şi cu bielă

Pentru uşurarea lansării se folosesc biele elastice. În figura 10.10 b şi c sunt prezentate vibratoare cu biele elastice. Rigiditatea şi gradul de comprimare prealabilă a arcurilor (şaibelor de cauciuc) au fost stabilite în acest caz pentru că ele s-au deformat de 1,5-2ori, la supraîncărcarea vibratorului. La accelerarea transportorului biela lucrează ca un element elastic, uşurând lansarea treptată a balansului jgheabului. La regim stabilizat biela lucrează ca un element rigid, asigurând stabilitatea amplitudinii şi a vitezei de transport.

În ultima vreme, în calitate de elemente elastice ale bielei, au început să se folosească pachete de cauciuc cu inserţie metalică, figura 10.10 d, care se deformează la creşterea sarcinii, la lansarea transportorului. Uneori, utilizarea elementelor elastice

în vibrator nu elimină în mod serios defectele introduse de fenomenul de rezonanță, ca transmiterea amplitudinii construcției purtătoare, de la sistemele cu rigiditate înaltă la cele elastice. Vibratoarele cu biele elastice au fost utilizate la transportoarele echilibrate cu două mase de rezonanță la care arcurile elastice leagă jgheabul transportorului şi nu sunt legate la batiu.

Vibratoare electromagnetice

La vibratoarele electromagnetice energia electrică se transformă în energie electromagnetică, care produce vibrarea unui dispozitiv montat pe jgheabul transportorului, care determină oscilația acestuia. Aceste vibratoare lucrează cu frecvențe de 1200-6000 oscilații / minut (de cele mai multe ori 3000 oscilații / minut); amplitudinea organului purtător de sarcină fiind 0,5-2 mm. Avantajele acestor vibratoare constau în absența frecării, durabilitate şi posibilitatea reglării de la distanță.

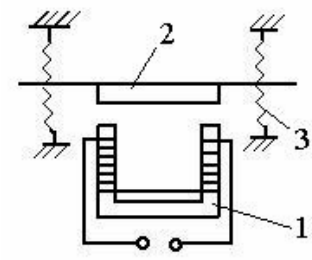


Fig. 10.11 Vibrator elec - tromagnetic

Dezavantajele constau în amplitudinea mică, zgomot cu frecvență înaltă, reducerea însemnată a productivității transportorului la căderea tensiunii. Cea mai mare utilizare o au vibratoarele sincrone. Cel mai simplu vibrator, figura 10.11 a, constă din statorul electromagnetului 1, executat din tole de oțel electrotehnic, ancora 2 sub forma unei plăci dreptunghiulare. La cuplarea bobinei statorului la rețeaua de curent alternativ, plăcuța 2 este atrasă în cursul fiecărei alternanțe spre polii electromagnetului, odată cu creşterea intensității curentului electric. La scăderea intensității curentului atracția scade şi plăcuța 2 se îndepărtează de stator sub acțiunea sistemului elastic. Frecvența oscilației plăcuței este de două ori mai mare decât frecvența curentului de alimentare. La creşterea frecvenței curentului de la 50 Hz, vibratorul produce 6000 oscilații / minut. O astfel de frecvență este prea mare pentru un transportor, ea putând fi folosită pentru alimentatoarele de tip uşor. Regimul de lucru al acestor vibratoare electromagnetice determină reglarea amplitudinii oscilației. Astfel la scăderea fluxului magnetic, care depinde de tensiunea care alimentează vibratorul, forța de atracție între stator şi ancoră scade, determinând scăderea amplitudinii. Aceasta scade viteza de transport a produselor şi productivitatea transportorului, sau capacitatea de alimentare.

10.2.3 Organul purtător de sarcină

Cel mai des sunt utilizate în cazul transportoarelor orizontale jgheaburile tubulare închise, cu secțiune circulară sau dreptunghiulară. La jgheaburile deschise

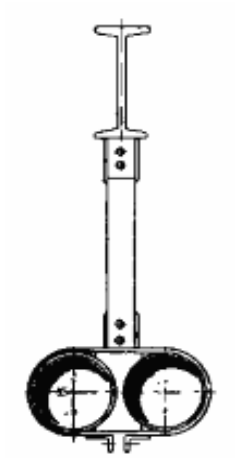


Fig. 10.12 Jgheab

prevenirea răspândirii sarcinii în locurile de descărcare determină creşterea înălţimii peretelui lateral. Diametrul jgheaburilor tubulare este de 50 – 500 mm. Pentru transportul concomitent al unor sarcini în jgheaburi dreptunghiulare se fixează longitudinal un perete despărţitor sau două tuburi circulare (fig. 10.12). Jgheabul trebuie să aibă rigiditate înaltă şi rezistenţă dinamică. Lungimea orificiului de încărcare respectiv descărcare din jgheab, se recomandă să se ia $l_0 \geq 1{,}5D$, pentru jgheabul circular; sau $l_0 \geq 1{,}5B$, pentru jgheabul dreptunghiular, unde D şi B reprezintă diametrul, respectiv lăţimea jgheabului.

10.2.4 Reazemele elastice ale transportorului

În calitate de elemente de sprijin elastice cel mai adesea se utilizează arcurile plane sau pachete de arcuri care asigură oscilaţia jgheabului. Construcţia arcurilor plane de sprijin este arătată în figura 10.13 a. De cele mai multe ori la transportoare se utilizează arcuri de 3-6 mm. Practica recomandă să se execute arcuri cu grosime de 5-8 mm. Pentru piesa intermediară 4 este indicat să se folosească duraluminiu; se

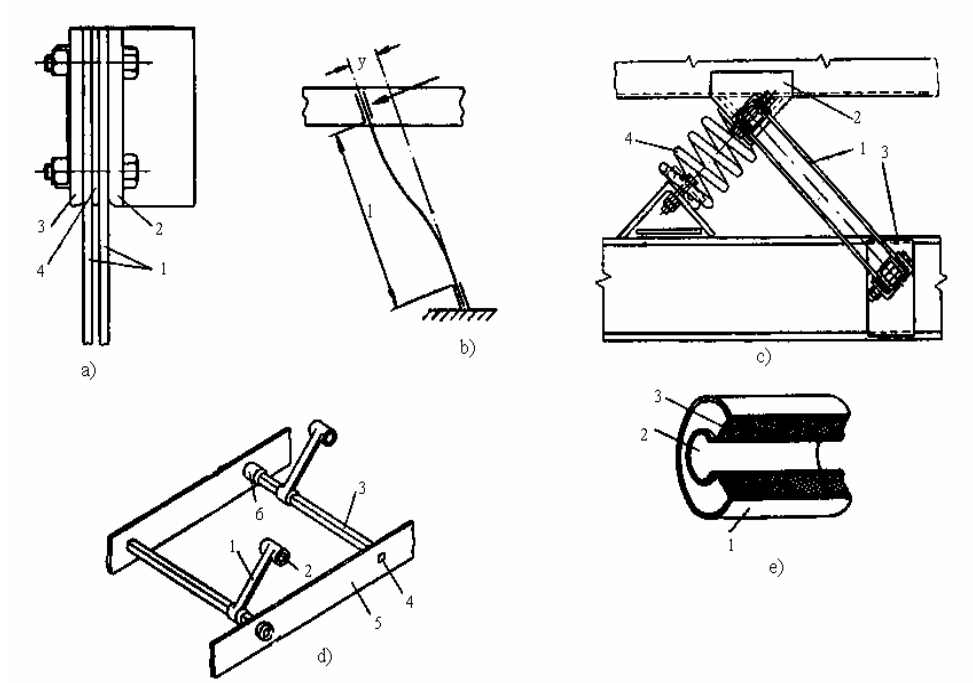


Fig. 10.13 Variante constructive de arcuri

poate utiliza însă şi oțelul. Grosimea piesei intermediare se ia 2-4 mm. Marginea de lucru a scaunului arcului şi a piesei intermediare trebuie să fie bine prelucrate. Pentru a preveni deşurubarea şuruburilor datorită vibrației, se utilizează şaibe de siguranță, eclisă de blocare. Coeficientul de rigiditate al lamelei de arc (fig. 10.13 b), se determină cu relația:

$$c_1 = \frac{12EIk_3}{l^3} \quad [\text{N/m}] \tag{10.34}$$

unde: E - modulul de elasticitate al oțelului resortului; E=(2-2,2).10^{11} [N/m^2] ;

I- momentul de inerție al secțiunii lamelei [m^4]; pentru lamela dreptunghiulară $I = \frac{bh^3}{12}$, b - lățimea lamelei, h - grosimea lamelei;

l - lungimea resortului între marginile dispozitivului de fixare;

k_3 – coeficient de corecție, care ține seama de elasticitatea încastrării, de rotunjirea marginilor dispozitivului de strângere şi de relația între grosimea arcului şi grosimea încastrării; k_3 = 0,5-0,7, pentru arcuri cu h = 4-6 mm; k_3 = 0,8-0,9, pentru arcuri cu h = 2-3 mm.

Coeficientul general a sistemului elastic din z resorturi:

$$c = z \cdot c_1 \tag{10.35}$$

Cea mai mare tensiune de încovoiere în placa resortului, cu secțiune dreptunghiulară se poate determina cu relația:

$$\sigma_i = \frac{3Ehk_3y}{l^2} \quad [\text{N/m}^2] \tag{10.36}$$

unde: y - este cea mai mare săgeată de încovoiere [m];

Tensiunea admisibilă la încovoiere a oțelului resortului se ia (1000-1100).10^5 [N/m^2], ceea ce garantează rezistența şi durabilitatea.

În ultima vreme capătă o răspândire transportoarele vibratoare cu elemente elastice solicitate la torsiune (fig. 10.13 c) şi (fig. 10.13 d) sau din pachete de cauciuc cu inserție metalică care lucrează la forfecare.

10.2.5 Parametrii de bază ai transportoarelor vibratoare

Productivitatea transportoarelor vibratoare, se determină cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6A \cdot \nu \cdot \rho \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \tag{10.37}$$

unde: A- aria secțiunii transversale a jgheabului [m^2];

v - viteza medie de deplasare a produselor în jgheab [m / s];

ρ - densitatea produselor [kg/m^3];

ψ - coeficient de umplere; ψ =0,7-0,8 pentru tuburi cu secțiune dreptunghiulară; ψ =0,5-0,65 pentru tuburi cu secțiune circulară; ψ = 0,6-0,8 pentru jgheaburi deschise.

Valorile cele mai mici se iau în cazul sarcinilor pulverulente, cele mai mari pentru sarcini granulare sau în bucăți. Pentru tuburile circulare cea mai mică valoare a coeficientului de umplere se ia pentru diametre până la 150 mm.

Viteza medie a sarcinii în jgheaburile orizontale, pentru unghiuri ale direcției de oscilație α =20^0-35^0, se poate determina cu relația:

$$v = kA\omega \cos\alpha \sqrt{1-\frac{1}{C}} \quad \text{[m/s]} \qquad (10.38)$$

unde: A- amplitudinea oscilației jgheabului [m];

ω - frecvența unghiulară a oscilației [rad / s];

α - unghiul direcției de oscilație;

C – coeficientul regimului de lucru; C =1,2-1,35, pentru transportoare orizontale;

k – coeficient ce depinde de natura sarcinii;

$$C = \frac{A\omega^2 \sin\alpha}{g}$$

Experimental s-au stabilit următoarele valori pentru k, prezentate în tabelul 10.1

Tabelul 10.1 Valorile coeficientului k

Material	Valorile coeficientului k
Grâu, secară ovăz	0,84-1,12
Urluială de cereale	0,8-0,85
Tărâțe	0,6-0,8
Sare	0,84
Sarcini pulverulente	0,2-0,5
Praf de cretă	0,7
Bucăți de var	0,95-1

Pentru regimurile cu funcționare continuă la $C = \sqrt{\pi^2 + 1}$, relația (10.38) devine:

$$v = \frac{\pi \cdot k \cdot g}{\omega \cdot tg\alpha} \quad [m/s] \tag{10.39}$$

Unghiul direcției oscilației α, se ia la diferite construcții de la 18^0 la 40^0. Cele mai mari frecvențe ale oscilației se obțin pentru cele mai mici valori ale lui α.

Puterea necesară pentru acționarea transportoarelor vibratoare orizontale se determină cu relația:

$$P_{nec.} = \varepsilon \cdot \Pi_m \cdot L \quad [kW] \tag{10.40}$$

unde: Π_m - productivitatea masică a transportorului [t / h];

L - lungimea transportorului [m];

ε - energia specifică de transport [kW h / t m], valori ale lui ε în tabelul 10.2;

Tabelul 10.2 Valori ale energiei specifice de transport

Tip transportor	ε [kW h / t m]
Transportor cu vibrator autooscilant	0,005-0,008
Transportor cu vibrator electromagnetic	0,0035-0,006
Transportor cu motor vibrator	0,002-0,005
Transportor vibrator cu lungime $\leq$ 10 m	0,01

Viteza de transport a materialului pe transportorul vibrator vertical elicoidal, poate fi determinată pe baza relației:

$$v_1 \approx k_1 \cdot A \cdot \omega \cdot \cos\alpha \quad [m/s] \tag{10.41}$$

unde: k_1 – coeficient de alunecare, stabilit experimental.

După date practice, la transportoarele cu unghiul de înclinare al elicei melcului $\beta = 5^0\text{-}8^0$, la frecvențe de 1000-1500 oscilații / minut, coeficientul de alunecare pentru sarcini în bucăți se ia k_1=0,53-0,73.

Amplitudinea oscilației transportoarelor verticale se recomandă să se ia nu mai mare de 5-3 mm, la o frecvență de 1400-1500 oscilații / minut; şi 8-7 mm, la o frecvență de 900-1000 oscilații / minut. Unghiul direcției de oscilație, de regulă, este $20^0\text{-}30^0$. Unghiul de înclinare a spiralei jgheabului se ia $1{,}5^0\text{-}10^0$, iar diametrul de înfăşurare 200-800 mm.

Puterea necesară motorului de acționare, pentru transportoarele verticale, se calculează cu relația:

$$P_{nec} = \varepsilon_1 \cdot \Pi_m \cdot H \quad [kW] \tag{10.42}$$

unde: Π_m - productivitatea masică a transportorului [t / h] ;

H – înălțimea de ridicare a sarcinii [m] ;

ε_1 - energia specifică [kW h / t m].

Orientativ se pot considera următoarele valori:

ε_1 = 0,05 - 0,07 [kW h / t m] – pentru productivități Π_m >10 t / h;

ε_1 = 0,15 - 0,2 [kW h / t m] – pentru productivități Π_m <8 t / h.

10.3 Transportoare oscilante

10.3.1 Construcția transportoarelor oscilante

Transportorul oscilant prezentat în figura 10.14, face parte din categoria transportoarelor inerțiale cu presiune variabilă a sarcinii pe jgheab. Este destinat transportului materialelor granulare sau pulverulente uscate, pe distanțe scurte de 6-15 m.

El se compune dintr-un jgheab 1, aşezat pe suporții 2, montați articulat pe construcția metalică 3. Mişcarea jgheabului este realizată cu ajutorul bielei 6 articulată la dispozitivul 7, ce face corp comun cu jgheabul. Biela este acționată de arborele cu excentric 4. În scopul uniformizării mişcării pe arborele cu excentric se montează doi volanți 5.

La transportoarele cu presiune variabilă a sarcinii pe jgheab, amplitudinea oscilațiilor este de 10 - 30 mm, iar frecvența lor de 160-450 oscilații / min. Lungimea suporților este de 10 - 50 ori mai mare decât raza manivelei. Unghiul mediu de înclinare al suporților este α=10^0-25^0. Viteza de transport pe orizontală este de 0,1-0,3 m / s. Înălțimea materialului pe jgheab este 20-30 mm, la materialele amorfe şi 40-60 mm, la materialele granulare.

Dat fiind că lungimea suporților este mare față de amplitudinea oscilației jgheabului, se poate considera că acesta se mişcă rectiliniu, în direcție perpendiculară pe axa suporților. Manivela fiind, de asemenea mică în comparație cu biela, pentru o viteză unghiulară constantă ω a manivelei, viteza jgheabului variază după o lege apropiată de cea sinusoidală $\left(v = v_m \sin\varphi = r\omega \sin\omega t\right)$, iar accelerația, după o lege apropiată de cea cosinusoidală $\left(a = r\omega^2 \cos\omega t\right)$.

Mişcarea de transport se realizează pe baza inerției particulelor de material şi datorită mişcării oscilatorii a jgheabului. Astfel, la accelerarea mişcării jgheabului spre înainte, particula de material datorită frecării rămâne pe suprafața jgheabului şi se mişcă odată cu acesta cu o anumită viteză. Datorită poziției înclinate a suporților 2, jgheabul se ridică şi particula este presată pe jgheab, ea deplasându-se odată cu

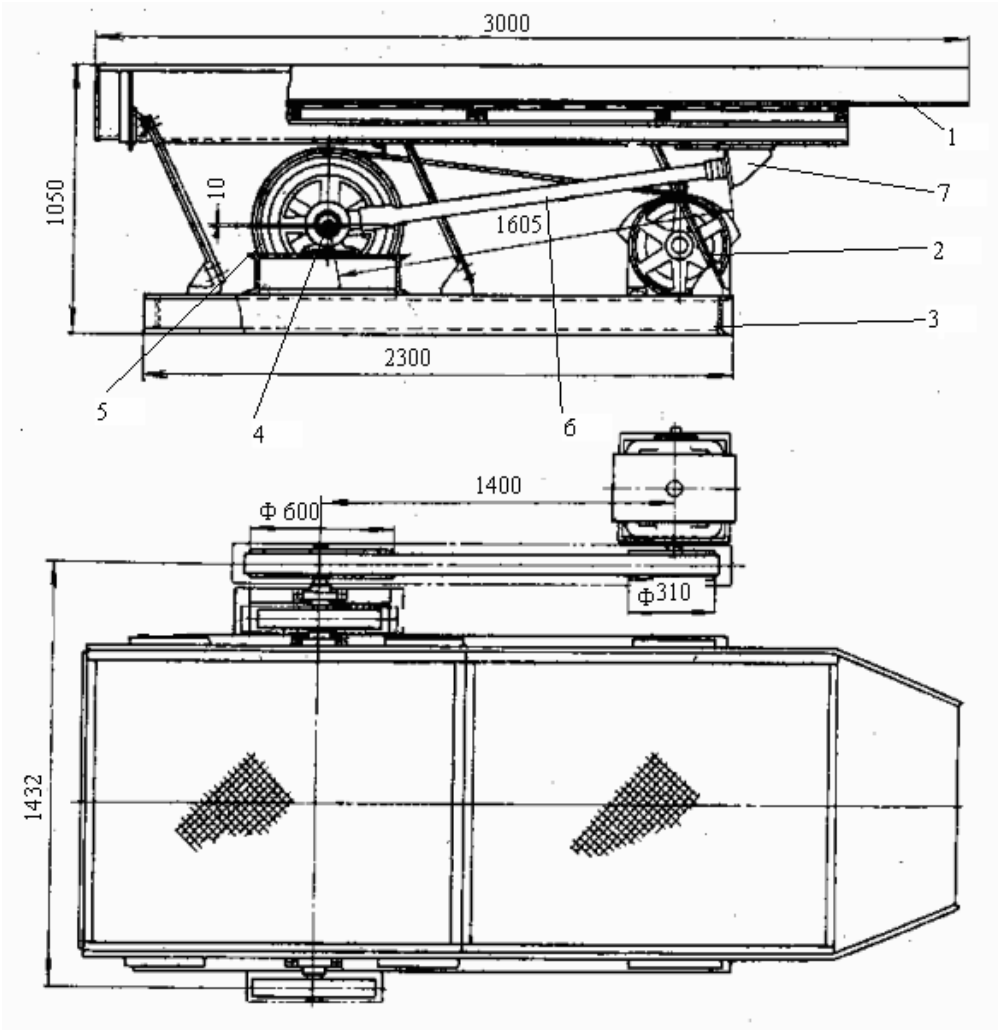


Fig. 10.14 Transportor oscilant

jgheabul. La încetinirea mişcării jgheabului ca urmare a rezistenței opuse de suporți, particula de material tinde să-şi continue mişcarea datorită inerției. La schimbarea sensului de deplasare al bielei, jgheabul coboară, particula putându-se desprinde uşor de jgheab, lunecă spre partea de evacuare.

Considerând o particulă de material de masă “m”(fig. 10. 15), ea se va mişca împreună cu transportorul, atâta timp cât forța de inerție va fi echilibrată de forța de frecare.

Dacă însă accelerația este atât de mare, încât forța de frecare nu mai poate echilibra componenta orizontală a forței de inerție, particula începe să se mişte relativ față de jgheab. Presupunând accelerația jgheabului îndreptată spre dreapta, forța de inerție care acționează asupra particulei va fi orientată spre stânga.

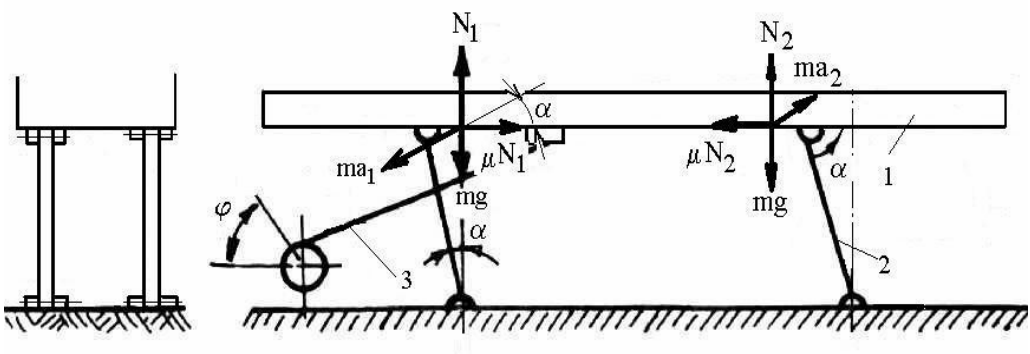


Fig. 10.15 Forțele care acționează asupra particulei de material

Din condiția de echilibru rezultă:

$$\mu N_1 = ma_1 \cos\alpha \tag{10.43}$$

$$N_1 = mg + ma_1 \sin\alpha \tag{10.44}$$

Eliminând pe N_1 între ecuațiile (10.43) şi (10.44) se obține valoarea accelerației de echilibru la deplasarea jgheabului spre dreapta:

$$a_1 = \frac{\mu g}{\cos\alpha - \mu g \sin\alpha}\ [\mathrm{m/s^2}] \tag{10.45}$$

Dacă accelerația jgheabului este îndreptată spre stânga, din condiția de echilibru se obține:

$$\mu N_2 = ma_2 \cos\alpha \tag{10.46}$$

Eliminând pe N_2 între ecuațiile (10.45) şi (10.46) se obține valoarea accelerației de echilibru la deplasarea jgheabului spre stânga:

$$a_2 = \frac{\mu g}{\cos\alpha + \mu \sin\alpha}\ [\mathrm{m/s^2}] \tag{10.47}$$

Se vede că $a_1 \rangle a_2$ (căci $\alpha \rangle 0$).

Pentru ase produce alunecarea materialului față de jgheab este necesar ca accelerația jgheabului să fie mai mare ca a_2, dar pentru ca alunecarea să aibă loc într-o singură direcție, este necesar ca accelerația jgheabului să rămână mai mică decât a_1. Presiunea materialului asupra jgheabului este:

$$N = mg \pm ma \sin\alpha \tag{10.48}$$

În diagrama din figura 10.16 sunt trasate variaţiile vitezei *v* a jgheabului, v' a materialului, acceleraţiei *a* şi presiunii *N* a materialului pe jgheab (aceeaşi curbă la altă scară). Factorul de scară între acceleraţia *a* şi presiunea *N* este $m \sin\alpha$.

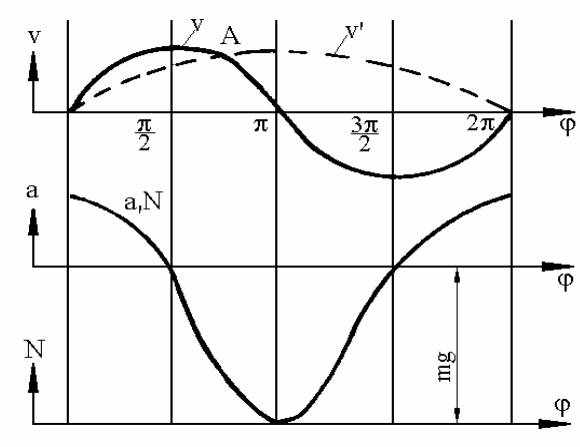


Fig. 10.16 Variaţia parametrilor caracteristici ai mişcării şi încărcării jgheabului

Pentru ca materialul să nu sară de pe jgheab , ceea ce ar duce la un consum inutil de energie, este necesar ca presiunea materialului să fie continuu pozitivă, deci:

$$N_{min} > 0$$

sau:

$$mg - ma\sin\alpha \rangle 0$$

Din această condiţie rezultă:

$$a \langle \frac{g}{\sin\alpha} \tag{10.49}$$

Ţinând seama de valoarea acceleraţiei $a = r\omega^2 \cos\varphi$ şi de faptul că ea este maximă pentru valorile $\varphi = 0$ şi $\varphi = 2\pi$, pentru care $\cos\varphi = 1$, rezultă:

$$r\omega^2 \langle \frac{g}{\sin\alpha}$$

sau:

$$\frac{\pi^2 n^2}{30^2} r \langle \frac{g}{\sin\alpha}$$

Turaţia manivelei va trebui să satisfacă relaţia (10.50), (ţinând seama că $\pi^2 \approx g$).

$$n \langle 30\sqrt{\frac{1}{r\sin\alpha}} \text{ [rot/min.]} \tag{10.50}$$

Pentru ca materialul să alunece faţă de jgheab este necesar ca acceleraţia maximă a acestuia să depăşească valoare acceleraţiei de echilibru a_2, deci:

$$r\omega^2 \rangle \frac{\mu g}{\cos\alpha + \mu\sin\alpha}$$

Prin aceleaşi substituţii ca mai sus se obţine condiţia care trebuie să fie satisfăcută de turaţia manivelei:

$$n \geq 30\sqrt{\frac{\mu}{r(\cos\alpha + \mu \sin\alpha)}} \quad \text{[rot/min.]} \tag{10.51}$$

Pentru a satisface ambele condiţii se adoptă o turaţie în limitele:

$$30\sqrt{\frac{1}{r\sin\alpha}} > n > 30\sqrt{\frac{\mu}{r(\cos\alpha - \mu\sin\alpha)}} \quad \text{[rot/min.]} \tag{10.52}$$

Materialul se deplasează relativ faţă de jgheab în ambele sensuri. Această situaţie poate fi admisă, cu toate că viteza materialului în prima parte a cursei jgheabului este mai mică decât viteza acestuia (fig.10.16), căci productivitatea creşte proporţional cu creşterea turaţiei. Se vede din diagrama din figura 10.16 că materialul se desprinde de jgheab, rămânând în urma lui încă de la începutul mişcării. Dar în primul cadran, presiunea materialului pe jgheab fiind mare ($N > m\,g$), forţa de frecare dintre material şi jgheab va fi şi ea mare; şi deci viteza absolută a materialului va creşte repede. În cadranul doi, forţa de frecare scăzând, viteza va creşte mult mai încet. În punctul A ea devine egală cu viteza jgheabului, care începând din acest punct devine mai mică decât viteza materialului. Forţa de frecare care acţionează asupra sarcinii este îndreptată, începând din cadranul trei în sens invers mişcării, dar ea fiind încă mică ($N < m\,g$), viteza absolută a materialului scade destul de încet. În cadranul patru presiunea materialului (şi deci şi forţa de frecare) fiind mare, viteza materialului scade repede şi devine nulă pentru unghiul manivelei $\varphi = 2\pi$.

Suprafaţa cuprinsă între curba vitezei materialului şi axa absciselor reprezintă spaţiul parcurs de material pentru un ciclu complet al jgheabului. Printr-o integrare dublă a curbei acceleraţiei materialului se obţine spaţiul parcurs (cu unele aproximaţii admisibile pentru practică):

$$s = 13{,}8\mu\, r \sin\alpha \quad \text{[m]} \tag{10.53}$$

Viteza medie de înaintare a materialului este dată de relaţia:

$$v_m = \xi \frac{sn}{60} = \xi 0{,}23\mu\, n\ \ r\sin\alpha \ \text{[m/s]} \tag{10.54}$$

unde: μ - coeficient de frecare între material şi jgheab; r – raza manivelei, egală cu amplitudinea oscilaţiei jgheabului; n – frecvenţa oscilaţiei; ξ - coeficient experimental, ce ţine seama de frecarea materialului şi de gradul de uniformitate al mişcării. ($\xi = 0{,}7$)

Cea mai mare frecvență a oscilației transportorului cu presiune variabilă a sarcinii pe jgheab se obține din condiția de menținere a contactului materialului cu jgheabul, iar pentru transportoarele orizontale se determină cu relația:

$$n_{\max.} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{A\sin\alpha}} \text{ [oscil/min]} \qquad (10.55)$$

unde: *A*- amplitudinea oscilației jgheabului.

Un alt tip de transportor oscilant este cel prezentat în figura 10.17, care este un transportor inerțial cu presiune constantă a sarcinii pe jgheab, cu două biele.

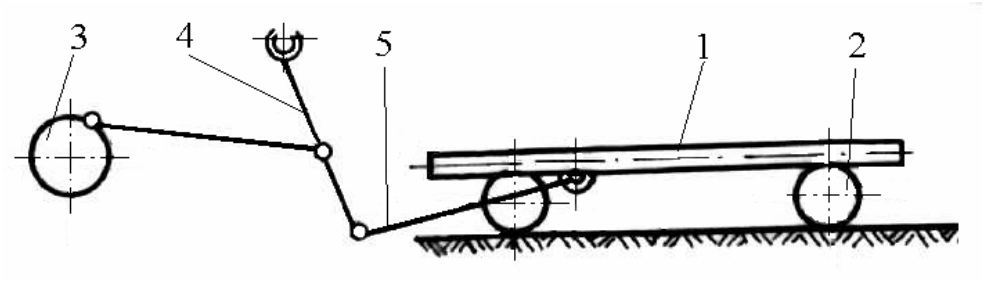


Fig. 10.17 Transportor inerțial cu presiune constantă a sarcinii pe jgheab

Un jgheab 1 se mişcă rectiliniu pe rolele 2, fiind antrenat de la un electromotor printr-un reductor, un sistem bielă – manivelă 3, un balansier 4 şi o a doua bielă 5. Acest sistem de antrenare permite să se obțină o mişcare cu accelerație mică într-un sens şi cu accelerație mare în celălalt sens. Când jgheabul se mişcă înainte, accelerația sa este pozitivă (şi deci viteza capătă valoarea maximă - punctul A), devenind nulă către sfârşitul cursei. Viteza începe apoi să scadă şi rămâne negativă (trecând printr-un minim – punctul D) în tot timpul cursei de înapoiere (fig.10.18).

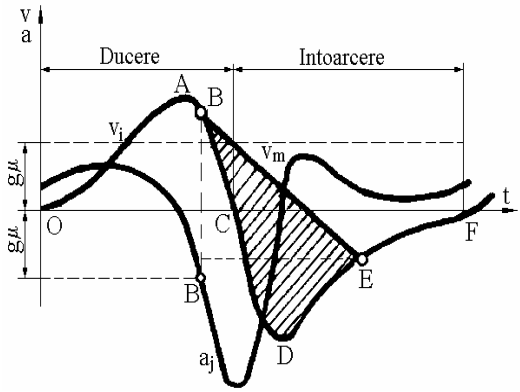


Fig. 10.18 Variația parametrilor cinematici ai jgheabului

Dacă se studiază echilibrul unei particule de material, ținând seama de faptul că în acest caz $\alpha = 0$, se obține:

$$N = mg \quad \text{şi} \quad \mu N = ma$$

de unde rezultă:

$$a = \mu g \qquad (10.56)$$

Dacă accelerația jgheabului este mai mică decât μg, sarcina se va mişca împreună cu jgheabul. În

cazul în care accelerația va depăși această valoare, sarcina se va desprinde de jgheab și va aluneca de – a lungul acestuia. Dacă pe ordonată (fig.10.18) se iau distanțele μg (la scara acceleraţiilor) şi se duc drepte paralele la scara absciselor, în momentul în care una din aceste drepte va intersecta curba accelerației (punctul B'), materialul se va desprinde de pe jgheab şi va începe să alunece. În acest moment, între material şi jgheab va acționa forța de frecare $\mu' \cdot mg$, respectiv accelerația constantă $a' = -\mu' g$, unde μ' este coeficientul de frecare în mişcare. Viteza materialului, în mişcarea uniform încetinită, este reprezentată de dreapta înclinată BE, care va tăia axa absciselor pentru valoarea:

$$t = \frac{v_0}{\mu' g} \quad [\text{s}] \tag{10.57}$$

unde : v_0 – viteza materialului în punctul B, în [m / s].

În momentul în care dreapta v_m va intersecta curba vitezelor jgheabului v_j,dacă accelerația jgheabului va fi mai mică decât μg , materialul se va deplasa iar împreună cu jgheabul.

Aria BDE reprezintă spațiul parcurs de material într-un ciclu.

10.3.2 Parametrii de bază ai transportoarelor oscilante

Productivitatea se poate calcula cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6 B h v_m \rho \ [\text{t/h}] \tag{10.58}$$

unde: B - lățimea jgheabului [m];

h - înălțimea materialului pe jgheab [m];

v_m – viteza medie a materialului [m/s];

ρ - densitatea materialului [kg/m^3].

Puterea necesară antrenării se determină cu relația;

$$P_{nec.} = \varepsilon \Pi_m L \quad [\text{kW}] \tag{10.59}$$

unde: Π_m – productivitatea masică [t / h];

L - lungimea de transport [m];

ε - energia specifică de transport [kW h /t m];

$\varepsilon = 0{,}013 - 0{,}025$ [kW h /t m], este dependent de mărimea coeficientului de frecare al sarcinii şi de caracteristica sistemului elastic real.

11. INSTALAȚII DE TRANSPORT PNEUMATIC

11.1 Destinație şi principii de funcționare

Instalațiile de transport pneumatic sunt utilizate pentru transportul materialelor granulare sau pulverulente uscate. Nu se recomandă pentru materiale cu granulație mare, deoarece devine neeconomic, datorită consumului mare de energie. Granulația obişnuită a materialului transportat este de 3 - 4 mm, putând ajunge la maxim 80 mm. Pentru o bună exploatare a instalației de transportat, dimensiunea particulelor nu trebuie să depăşească 0,3-0,4 din diametrul conductei. Transportul se realizează pe conducte cu diametre de 70-200 mm, presiunea aerului în instalație fiind (6-8).10^5 N / m^2. Productivitatea instalațiilor de transport pneumatic poate fi de 200- 300 t / h, la un consum de energie de 5kW / tona de material transportat. Distanțele de transport sunt de ordinul zecilor de metri (10-50) m, sau pot ajunge de ordinul sutelor de metri. Instalațiile pneumatice mobile deplasează sarcini pe distanțe de 10-50 m, iar cele staționare pot deplasa sarcini pe sute de metri. Transportul pneumatic este igienic, are productivitate mare, este rapid, se realizează fără pierderi de material, are o exploatare uşoară şi permite o automatizare dezvoltată. Ca dezavantaj poate fi menționat că necesită un consum mare de energie, instalații de forță scumpe.

Principiul de funcționare al acestor instalații constă în introducerea materialului într-un curent de aer şi transportarea lui până la locul de destinație, unde este separat de aer. El se bazează pe efectul curentului de aer ce se deplasează într-o conductă de jos în sus, asupra unei particule de material aflată în interiorul conductei. Asupra particulei vor acționa două forțe: forța de gravitație (G) şi forța dată de presiunea aerului asupra particulei (F_d), figura 11.1. Cum presiunea aerului depinde de viteza curentului de aer, crescând odată cu aceasta , sunt posibile trei cazuri:

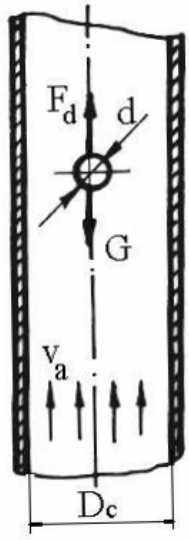


Fig. 11.1 Forțele care acționează asupra particulei

- viteza este prea mică şi particula va cade;
- viteza este mare şi particula va urca;
- la o anumită viteză, forța dată de presiunea aerului va echilibra greutatea particulei şi aceasta va rămâne în suspensie în curentul de aer.

Această viteză se numeşte viteză de plutire sau viteză critică şi se determină experimental pentru fiecare material. Pentru deplasarea materialului este necesară realizarea unei viteze mai mari decât viteza de plutire, prin crearea unei diferențe de presiune între extremitățile instalației.

11.2 Tipuri de instalații de transport pneumatic

Instalațiile de transport pneumatic pot fi clasificate după diferite criterii. Astfel după mărimea presiunii aerului din instalație pot fi :

- instalații de joasă presiune, la care căderea de presiune în rețea nu depăşeşte $0{,}5.10^4$ N / m^2;
- instalații de presiune medie, la care căderea de presiune maximă nu depăşeşte 10^4 N / m^2.
- instalații de presiune înaltă, la care căderea de presiune este mai mare decât 10^4 N / m^2.

După modul de funcționare şi după mărimea distanței de transport se deosebesc următoarele tipuri:

- instalații de transport cu aspirație, care realizează transportul pe distanțe mici;
- instalații de transport cu refulare, care realizează transportul pe distanțe medii;
- instalații de transport mixte, care realizează transportul pe distanțe mari.

In cazul instalațiilor cu căderi de presiune în rețea de 10^4 N /m^2 şi mai mult, este necesar a se ține seama de modificările termodinamice ale aerului, neglijarea acestora poate determina erori însemnate în calcul.

11.2.1 Instalații pneumatice de joasă presiune

In cazul întreprinderilor din industria alimentară, instalațiile pneumatice de joasă presiune se utilizează pentru mecanizarea operațiilor de transport din interiorul secțiilor şi între acestea. Se explică acest lucru prin aceea că, la majoritatea întreprinderilor din industria alimentară, nu se deplasează cantități prea mari de

semifabricate comparativ cu concentrația joasă a amestecului şi consumul mare de aer. Acest tip de transport permite a corela operațiile de transport cu unele operații tehnologice (răcire, separare, uscare etc.).

Instalațiile pneumatice de joasă presiune se utilizează în fabricile de biscuiți şi fursecuri pentru transportul zahărului, a pudrei de zahăr şi de cacao; în fabricile de macaroane pentru transportul făinii; în fabricile de țigarete pentru transportul foilor de tutun şi a tutunului tocat; în fabricile de bere pentru transportul orzului şi al malțului; în întreprinderile de prelucrare a grăunțelor pentru transportul grăunțelor şi al produselor prelucrate din ele.

In figura 11.2 b se prezintă schema unei instalații pneumatice staționare de presiune joasă cu aspirație. Vacumul din rețea se realizează cu ajutorul ventilatorului 1. La afundarea sorbului 2 în masa grăunțelor, aerul aspirat antrenează boabele şi le deplasează în conducta 3. Pentru a realiza etanşarea necesară, legătura între sorbul 2 şi conducta de trecere a materialului se realizează printr-o conductă flexibilă 4. Din conducta de trecere a materialului, grăunțele ajung în separatorul 5. Din separator sunt eliminate prin vana 6, iar aerul prin conducta 7 ajunge în ciclonul 8 şi apoi în filtrul 9, pentru a fi curățat de impurități. Aerul curățat de impurități trece prin ventilator şi apoi este eliminat în atmosferă. Pentru a se evita uzura rapidă a ventilatorului este necesar ca aerul să fie bine curățat.

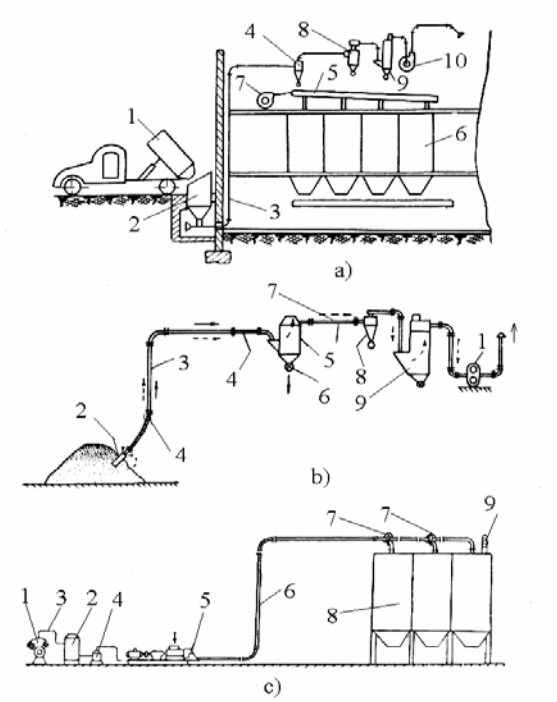


Fig. 11.2 Instalații de transport pneumatic
a – de medie presiune, b – de joasă presiune, c – de înaltă presiune.

11.2.2 Instalații pneumatice de medie presiune

In figura 11.2 a este prezentată schema principială a unei instalații de presiune medie care transportă făina din buncărele de primire în silozurile unei fabrici de pâine. Cisterna 1 descarcă făina în buncărul de sosire 2, din care aceasta ajunge în conducta

3, de unde ajunge în separatorul 4 deasupra jgheabului de transport pneumatic 5, făina urmând a fi distribuită în silozurile 6. Aerul este trimis în jgheabul 5 cu ajutorul ventilatorului 7. Aerul din buncărul de descărcare urmează a fi curățat în ciclonul 8, legat în serie cu filtrul cu aspirație 9. Din filtru aerul curat ajunge în ventilatorul 10, care îl elimină în afară şi realizează vacuum în filtrul aspirator. O astfel de instalație lucrează la o concentrație scăzută a amestecului şi o viteză a aerului de 18-20 m / s. Au aceeaşi destinație şi aceleaşi domenii de utilizare ca şi instalațiile pneumatice de joasă presiune.

11.2.3 Instalații pneumatice de înaltă presiune

In figura 11.2c este prezentată schema unei instalații de presiune ridicată cu refulare. Presiunea se realizează cu ajutorul compresorului 1, care este legat de rezervorul 2 prin conducta 3. Pentru curățirea aerului de apă şi impurități se utilizează filtrul 4. După curățire aerul comprimat pătrunde în camera de alimentare 5, unde se amestecă cu sarcina. Amestecul pregătit se deplasează sub presiune în conducta 6 spre locul de descărcare. Pentru a schimba direcția de mişcare, rețeaua este prevăzută cu inversorul 7, cu ajutorul căruia se poate comanda transportul sarcinii rând pe rând în unul din silozurile 8. Pentru a evita antrenarea materialului de către aer, în partea de sus a capacului silozului este instalat un filtru 9, pentru captarea fracției fin dispersate de material transportat. Instalațiile de transport pneumatic cu compresor, în comparație cu cele cu absorbție au avantajul transportului pe distanțe însemnate, precum şi transportul unor cantități însemnate de amestec concentrat.

11.2.4 Instalații de transport pneumatic prin aspirație

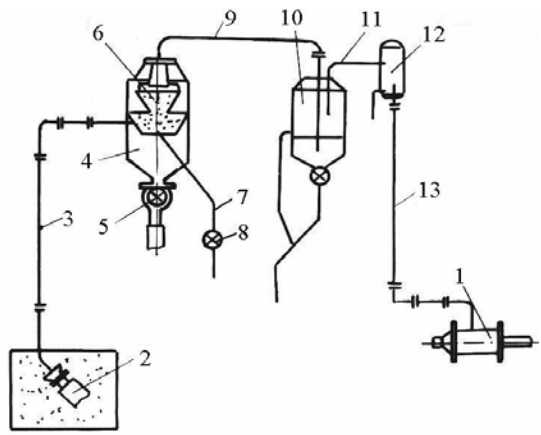


Fig. 11.3 Instalație de transport pneumatic prin aspirație

La instalația de transport pneumatic prin aspirație (fig. 11.3), ventilatorul 1 creează în întreaga instalație o depresiune, astfel încât, prin sorbul 2 introdus în grămada de material, odată cu aerul este aspirat şi materialul care trebuie transportat. Deoarece depresiunea recomandabilă este de $0{,}5.10^5$ N / m^2 (la depresiuni mai mari funcționarea instalației devine necorespunzătoare), acest procedeu se utilizează numai pentru transportul pe

distanțe scurte. Prin conducta 3 aerul împreună cu materialul ajunge în separatorul de material 4, unde datorită scăderii vitezei aerului, determinată de creşterea de secțiune , materialul se depune şi este golit prin roata celulară 5. Aerul conținând încă praf pătrunde în separatorul centrifugal (ciclonul) 6, unde particulele de praf, aruncate spre exterior de forța centrifugă, se scurg în lungul pereților sau pătrund în conducta 7, de unde se descarcă prin roțile celulare 5 respectiv 8. Aerul, împreună cu particulele foarte fine de material, trece prin conducta 9 în filtrul umed 10, unde se face curățirea lui totală de praf. Aerul curățat de praf, intră prin conducta 11 în separatorul de apă 12, unde se curăță de picăturile de apă antrenate, aerul curat intrând prin conducta 13 în ventilator.

11.2.5 Instalații de transport pneumatic prin refulare

La instalația de transport pneumatic prin refulare (fig. 11.4), maşina pneumatică se plasează la începutul conductei, refulând aer comprimat în conductă la o suprapresiune corespunzătoare rezistențelor hidraulice ale traseului, care poate fi de lungimi mari şi complex. Separarea materialului la locul de destinație se face în general similar instalațiilor de transport prin aspirație.

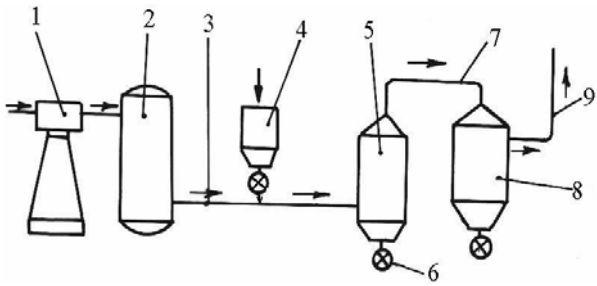


Fig. 11 4 Instalație de transport pneumatic prin refulare

Astfel aerul comprimat de către compresorul 1 trece prin rezervorul de aer 2, necesar pentru menținerea constantă a presiunii în instalație, în conducta 3. Prin alimentatorul 4 materialul pătrunde în conductă şi este antrenat de curentul de aer, fiind transportat până la locul de descărcare, unde se află separatorul 5 cu roata celulară 6. Din dispozitivul de descărcare prin conducta 7, aerul trece în filtrul de praf 8, de unde prin conducta 9 ajunge în atmosferă.

11.2.6 Instalații de transport pneumatic mixte

Aceste instalații lucrează parțial prin aspirație (înainte de maşina pneumatică) şi parțial prin refulare (după maşina pneumatică) şi rezultă din combinarea celor două sisteme prezentate mai sus. Se utilizează pentru transportul materialelor pe distanțe lungi şi cumulează avantajele aspirării simultane din mai multe puncte (propriu instalațiilor prin aspirație) şi al evacuării în puncte diferite (propriu transportoarelor cu refulare).

La o asemenea instalație (fig.11.5) materialul este aspirat din grămadă prin sorbul 1, trece apoi prin conducta 2 în separatorul 3, de unde prin roata celulară 4 este

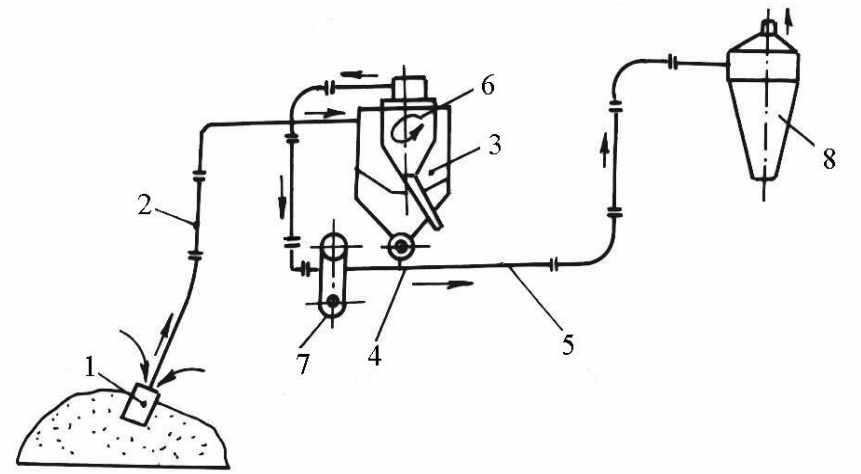


Fig. 11.5 Instalație de transport pneumatic mixtă

introdus în conducta 5, aflată după compresor. Aerul curățat de praf în ciclonul 6, după ce este trecut printr-un filtru intră în compresorul 7, de unde trece în conducta 5, antrenează materialul introdus în conductă prin roata celulară 4 şi-l transportă în silozul 8, unde materialul se depozitează, iar aerul iese afară după ce în prealabil a fost trecut printr-un filtru. Compresorul 7 aflat în instalație creează depresiune în conducta 2 şi suprapresiune în conducta 5.

11.2.7 Instalații de transport pneumatic pentru transbordare

In figura 11.6 se prezintă un transportor pneumatic autopropulsat, utilizat pentru descărcarea grânelor din navele fluviale, cu o productivitate de 160 t/h, care se deplasează pe şine cu lungimea de 4,5 m.

Intr-un turn cu înălțimea de 22,2 m sunt montate două instalații pneumatice independente, dar care lucrează simultan. Instalațiile funcționează cu aspirație, fiecare instalație pneumatică permite decuplarea automată a suflantei (ventilatorului) în cazul blocării şubărului care permite trecerea grăunțelor. Productivitatea maximă a unei instalații este de 80 t/h, iar cea medie este de 40t/h.

Instalația prezentată în figura 11.6 funcționează cu aspirație, grâul împreună cu o cantitate de aer din atmosferă pătrunde în conducta verticală 1, prin sorbul 21, ca urmare a depresiunii create în instalație ($0{,}28.10^5$ N/m^2), de către pompa rotativă de vacuum 7. Conducta verticală este prevăzută cu un sistem telescopic, fiind racordată la

conducta prin care amestecul ajunge la separator. Aceasta la rândul ei este prinsă într-o articulație 2, care îi permite modificarea razei de acțiune. Din separator, grâul este evacuat prin dispozitivul 4, fie pe rampa de cereale, fie în buncărul cântarului automat 4. Aerul impurificat cu praf trece din separator în filtrul 9, unde se realizează curățirea sa, praful fiind evacuat prin dispozitivul 5. Grâul descărcat poate fi dirijat cu ajutorul unui transportor cu bandă, către un depozit, sau încarcat în vagoane şi expediat pe calea ferată.

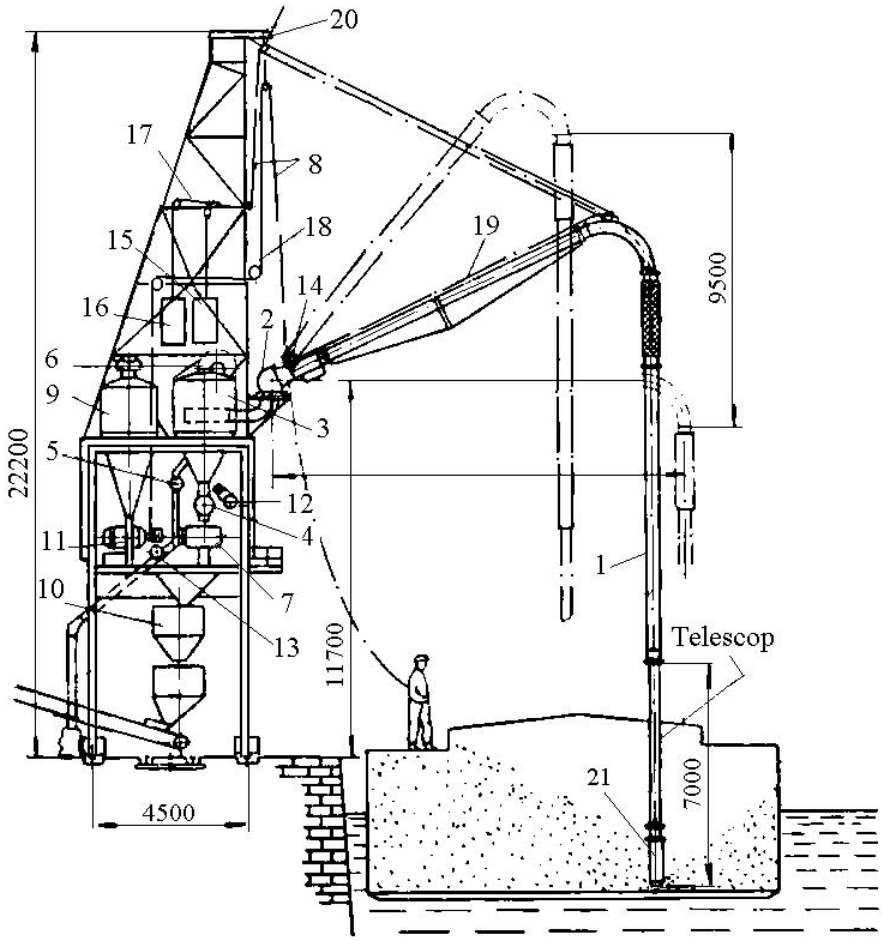


Fig. 11.6 Instalație de transport pneumatic pentru grâu, cu o productivitate de 160 t/h

Semnificatia notațiilor din figura 11.6 este următoarea:

1- conductă verticală cu piesă telescopică, 2 - articulație universală, 3 - separator de cereale cu filtru de curățire, 4 - dispozitiv de evacuare grâu, 5 - dispozitiv de evacuare praf, 6 - conductă de aer, 7 - pompă rotativă de vacuum, 8 - cablu de susținere a telescopului, 9 - separator de praf, 10 - cântar automat, 11 - motor de acționare a

pompei de vacuum, 12 - electromotor pentru acționarea închiderii dispozitivului de evacuare, 13- electromotor pentru acționarea rampei de cereale, 14 - troliu electric pentru acționarea tuburilor telescopice, 15 - contragreutate telescop, 16 - contragreutate troliu jgheab, 17 - cablu contragreutate troliu jgheab, 18 - cablul troliului electric pentru acționarea jgheabului, 19 - cablul troliului electric pentru acționarea tuburilor telescopice, 20 - articulație pivotantă, 21 -sorb.

Instalația prezentată în figura 11.7 este o instalație portal, mobilă, care funcționează cu aspirație şi are o productivitate de 200 t/h. Această instalație este destinată pentru descărcarea grâului din nave fluviale şi încărcarea lui în vagoane de cale ferată. Instalația pneumatică are portalul 1, care se deplasează pe două căi de rulare la sol, de-alungul unei linii de acostare. In partea superioară a platformei portalului se află ferma chesonată 2, care se poate roti pe o şină circulară. Deasupra ei, în lungul unor şine se deplasează două cărucioare 3 şi 4, cuplate rigid între ele cu ferma 5. Cărucioarele se deplaseaza cu ajutorul palanului electric 6 şi a cablului 7.

In interiorul fermei chesonate este instalat un transportor cu raclete 8, a cărui productivitate este 300 t/h. Pe căruciorul 3 este montat separatorul de boabe 9, cu închizătorul 10, cu o capacitate de 350 dm^3. La separatorul 9 este anexată o articulație specială 18, a conductelor verticale 17 a şi 17 b.

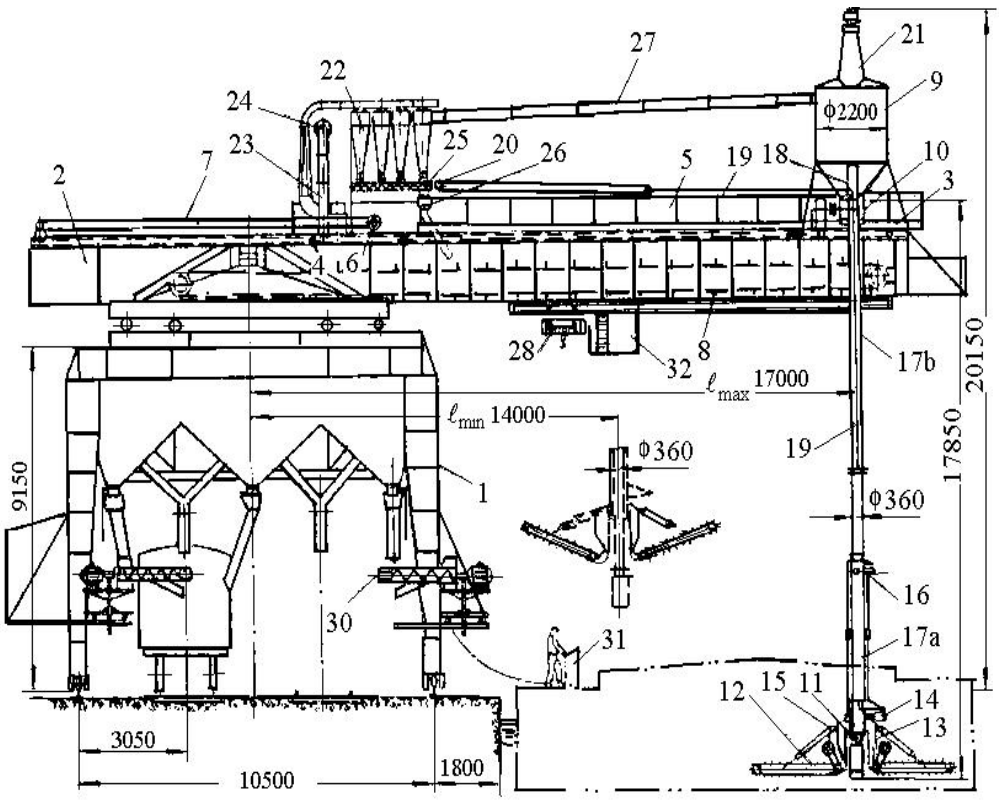


Fig. 11.7 Instalație pneumatică portal pentru descărcat grâu

Partea inferioară se compune din sorbul 11 care absoarbe materialul adus în zona sa de două transportoare cu raclete12 cu lungimea de 3 m fiecare, suspendate articulat de ferma 13, care se roteşte acționată de electromotorul 14. Ridicarea fermei se realizează cu ajutorul electropalanului 16, iar pentru ridicarea transportorului cu raclete se foloseşte electropalanul 15.

Partea telescopică 17 b intră în interiorul unei țevi 18, a cărei construcție nu permite abaterea de la planul vertical, a circulației grâului. Intrarea şi coborârea telescopului se face cu ajutorul electropalanului 20 şi a cablului 19. Pentru a reduce posibilitatea deteriorării boabelor şi a blocării telescopului la 7,5 m de capacul separatorului 9, pe direcția axei racordului 18 este sudat capacul 21.

Pe căruciorul 4 se află instalate: bateria de cicloane 22 cu diametrul de 700 mm; ventilatorul cu două trepte 23, cu difuzorul 24 pe conducta de evacuare; electropalanul 6 pentru deplasarea căruciorului şi electropalanul 20, pentru ridicarea părții telescopice 17b. Separatorul este unit cu bateria de cicloane prin conducta 27. Manevrarea instalației pupitrului de comandă 31, a sorbului şi a altor echipamente ale danei de acostare şi de descărcare a navei se realizează cu electopalanul 28.

Funcționarea transbordorului. Grâul este aspirat din cala navei prin sorbul 11 şi este trimis pe conductele 17a şi 17b până la separatorul 9 în care se sedimentează, fiind apoi trimis prin gura de evacuare 10, la transportorul cu racleți 8. In final, grâul ajunge în buncărul 29 cu capacitatea de 85 m^3 din care prin articulația tubulară şi melcul 30, ajunge în vagonul de cale ferată.

Aerul rezultat din separatorul 9 ajunge în bateria de cicloane 22, pentru curățirea sa de praf. Din bateria de cicloane praful se elimină cu ajutorul a doi melci 25 şi a două ecluze de închidere 26 cu o capacitate de 7,5 dm^3, în cutia transportorului 8, după care ajunge în buncărul 29. Aerul curat din bateria de cicloane ajunge în ventilatorul cu două trepte 23 şi prin conducta de evacuare cu difuzorul 24 este evacuat în atmosferă.

Dirijarea tuturor mecanismelor se efectuează de la pupitrul mobil 31, care este instalat chiar pe puntea navei care se descarcă, sau în cabina suspendată 32.

Avantajele acestei instalații constau în: prezența unei singure căi de acces a grâului (pe verticală, fără componente orizontale); sorbul are o instalație de greblare; lipsa racordului flexibil; închizătorul ecluzei pentru grâu este o construcție sigură; descărcarea grâului se face cu un consum redus de energie; asigură o productivitate ridicată (de exemplu, descărcarea a 1500t de grâu, dintr-o navă de 2000t se face după 10 ore de lucru, fără a fi necesară coborârea în cală).

Ca dezavantaje se poate menționa: dificultate la descărcarea grâului din cala navei; acoperirea punții de la 7 m implică, pentru greblarea grâului din partea aceea a calei spre ajutaj, necesitatea unei instalații cu screpere cu patru posturi de lucru;

dependența activității de transbordare de precizia alimentării vagoanelor de cale ferată; întoarcerea prafului care se degajă din bateria de cicloane spre grâu

In figura 11.8 este prezentată o instalație plutitoare autopropulsată cu trei turnuri, cu o productivitate de 175 t/h, pentru descărcarea pneumatică a grâului. Ea este utilizată pentru descărcarea grâului din navele fluviale şi trimiterea lui pe debarcader. Instalația pneumatică de transbordare se compune din trei turnuri, dintre care două turnuri extreme 1, de preluare şi unul de mijloc 2, cu preluare cântărire.

Distanța dintre axele turnurilor a rezultat din calculul descărcării navelor cu lungimea de 85 m şi se ia 20 m. In fiecare turn se află pe separatoarele 3, cu diametrul de 2000 mm, patru instalații mobile de aspirație a grâului 4, cu ajutajele în diametru de

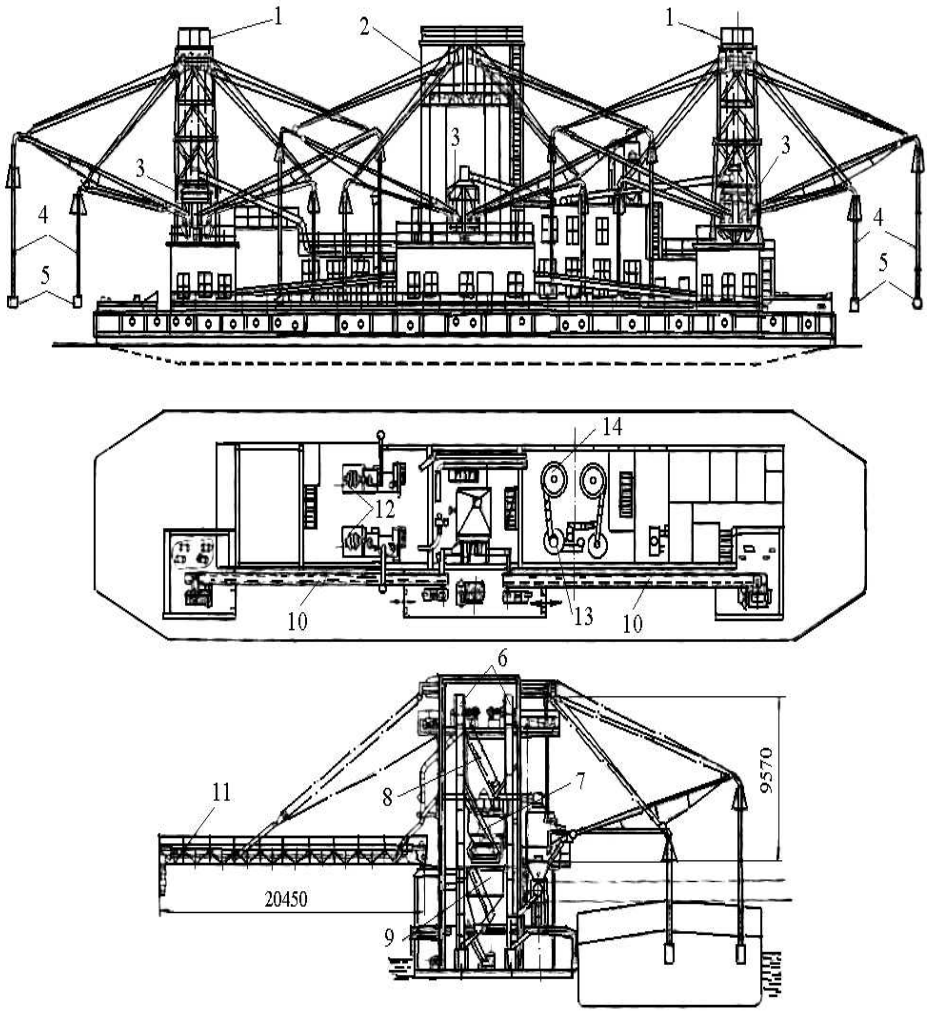


Fig. 11.8 Instalație plutitoare autopropulsată pentru descărcarea pneumatică a grâului.

106 mm fiecare şi cu raza de acțiune cuprinsă între 8 şi 14 m. Ridicarea şi coborârea instalației mobile 4 se realizează cu ajutorul unui troliu electric. Rotirea instalației mobile în plan orizontal, se realizează cu mecanisme de rotire acționate manual de pe punte.

In turnul din mijloc 2 se realizează nu numai preluarea dar şi cântărirea grâului, în el fiind amplasate două elevatoare 6 cu o productivitate de 175 t/h, bena cântarului 7 cu capacitatea de cântărire de 10 t, instalat pe o suspensie specială, buncărul superior 8, cu o capacitate de 18 t şi buncărul inferior 9, cu o capacitate de 8 t. Greutatea cântarului asigură poziția orizontală a sa.

Turnurile din margine sunt legate cu turnul din mijloc prin două transportoare cu raclete 10, cu o productivitate de 100 t/h fiecare. In fața turnului mijlociu se află un transportor cu bandă 11, cu o productivitate de 175 t/h, pentru trimiterea grâului la construcțiile de pe mal, montat pe o fermă suspendată, articulată. Ferma transportorului are un sprijin universal, care îi permite rotirea în plan orizontal cu 180^0, iar în plan vertical cu 16^0.

Pe puntea transbordorului se află o stație de transformare de 6000/400/230V, care se alimentează prin cabluri flexibile de la o altă stație de transformare, aflată pe mal.

In cala transbordorului se află montate două pompe rotative 12, două separatoare centrifugale de praf 13, cu diametru de 1850 mm şi două filtre uscate 14, cu diametru de 1850 mm, cu suprafața de filtrare de 84 m^2 fiecare. Din cele trei separatoare de grâu, în acelaşi timp pot lucra numai două separatoare cu opt instalații mobile de aspirație, acționate de cele două pompe rotative. Pentru cuplarea turbopompei la separatorul preferat se foloseşte un distribuitor de aer, cu şase ventile de închidere ce sunt puse în funcțiune de un electromotor cu puterea de 0,25 kW.

In figura 11.9 este prezentată schema tehnologică de transbordare a grâului din cala unei nave. Grâul aspirat din cala navei 14, în conducta 1 trece în separatorul 2, unde se separă şi se depune la baza separatorului de unde este evacuat prin închizătorul dozator cu o capacitate de 200 dm^3, pe transportorul 13, care îl transportă la elevatorul cu cupe 11. Din elevator, grâul este descărcat în buncărul superior al cântarului 10, pe urmă în cel inferior şi apoi prin curgere liberă printr-o conductă ajunge în al doilea elevator 11, care îl descarcă pe banda transportoare 12 cu o productivitate de 175 t/h. Aerul aspirat împreună cu grâul, după separarea sa de grâu în separator, este trimis mai departe la separatoarele centrifugale 6 şi filtrele 8, fiind preluat de turbopompa 9. Praful din separatoarele centrifugale 6 este evacuat prin închizătoarele de praf 7, ajunge în rețeaua de transport pneumatic alimentată de ventilatorul de înaltă presiune 15, care îl conduce spre camerele ciclonului de curățire praf al gospodăriei de praf de pe mal.

La această instalație aspirarea grâului se produce cu o singură rețea de ventilatoare. Pent ru a evita avarierea instalației datorită îngrămădirii grâului,

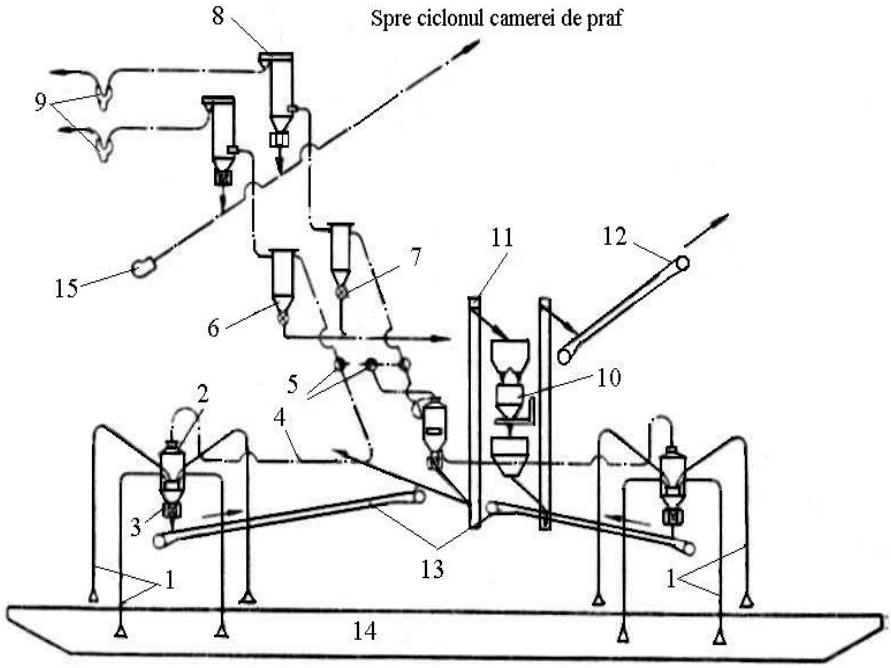


Fig. 11.9 Schema de lucru a instalației plutitoare cu trei turnuri , pentru descărcarea pneumatică a grâului

motoarele electrice se opresc automat. De asemenea închizătoarele dozatoare se autoblochează, încât la închiderea lor se opresc toate maşinile din componența instalației, iar indicatorul de nivel al buncărului superior al cântarului, comandă oprirea tuturor maşinilor. Legătura între posturile de lucru şi dispecerat se face prin radio.

Avantajele instalației plutitoare de transbordare constau în posibilitatea descărcării grâului din navele fluviale, fără deplasarea lor în timpul operațiilor de descărcare. Dezavantajele constau în: cost ridicat, cheltuieli mari de exploatare, rază constantă de acțiune, necesitatea adăugării unor mâini flexibile în cala vasului, ceea ce determină scăderea productivității instalației.

In figura 11.10 este prezentată o vedere generală a unei instalații pneumatice, plutitoare nepropulsată, pentru descărcarea grâului. Transbordorul se compune din patru instalații pneumatice cu o productivitate de 90 t/h fiecare. Fiecare instalație se compune din: o conductă verticală cu ştuț de aspirație a grâului, ajutajul având diametrul de 216 mm, cu părți telescopice şi sectoare orizontale 2; o fermă 3 care se ridică şi se roteşte şi de care este suspendată instalația mobilă de absorbție a grâului; separatorul 4, prevăzut cu închizator dozator, având în interior ciclonul; separatorul

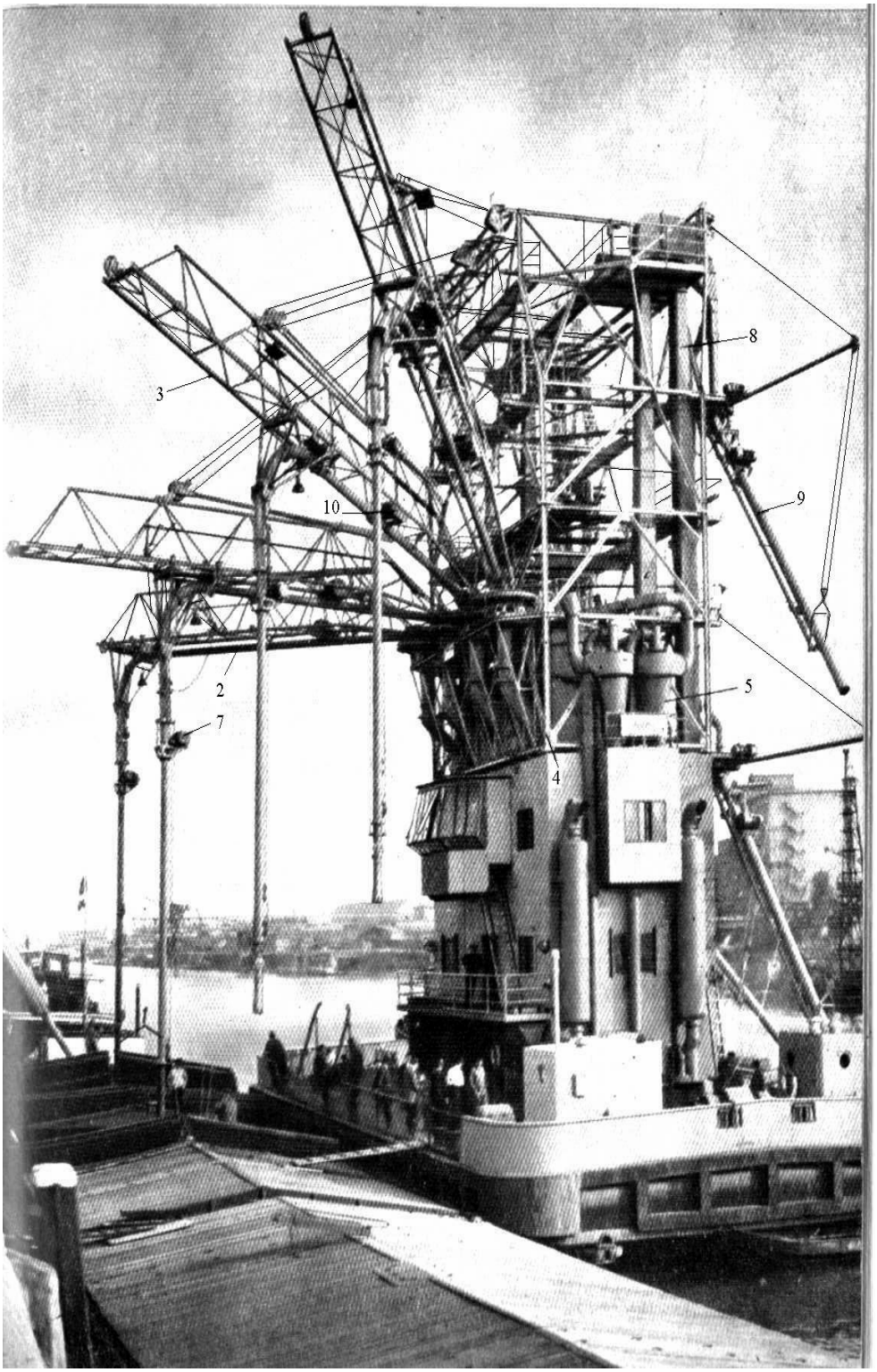


Fig. 11.10 Vedere generală a unei instalații pneumatice pentru descărcarea grâului.

centrifugal de praf 5 cu închizătorul pentru praf; pompa volumică rotativă de vacuum; amortizorul de zgomot 6.

Toate ansamblele transbordorului sunt puse în mişcare de două motoare cu o putere de 230 kW. Fiecare motor acționează două pompe de vacuum şi generatorul de 95 kW. Rotirea fermei 3 se realizează în plan orizontal de către un troliu electric cu puterea de 1,5 kW, iar în plan vertical de către un troliu electric cu putere de 6,6 kW. Acționarea părții telescopice în plan vertical şi orizontal se realizează cu troliile electrice 7 şi 10, acționate de motoare de 2,2 şi 4,4 kW. Raza de acțiune a părții suspendate (telescoapele orizontale) se modifică de la 5,8 m la 15 m. Lungimea părții de aspirație a grâului este de 30 m.

Accesoriile instalației de descărcare sunt: două cântare automate cu capacitatea benei de 1500 kg grâu, două elevatoare cu cupe, cu o productivitate de 200 t/h, patru tuburi telescopice coborâtoare 9. Din două tuburi coborâtoare, cel superior este destinat pentru descărcarea grâului din silozurile de pe coastă, iar cel inferior, pentru încărcarea grâului în navele fluviale. In afara acestora se mai află trei elevatoare de înălțime medie, care preiau grâul de la cel mai bun agregat şi-l predau unuia din elevatoarelele de bază.

In figura 11.11 este prezentată schema tehnologică a transbordorului plutitor cu un turn pentru descărcarea grâului. Productivitatea tehnică este 360 t/h, iar cea de exploatare 130 t/h, înălțimea de aspirație a grâului 14 m.

Avantajele transbordorului constau în: existența părților telescopice verticale şi orizontale pentru conductele de grâu, datorită cărora raza de acțiune se modifică, ceea ce permite să se descarce o cantitate mare de grâu, fără utilizarea mâinilor mecanice pentru raclarea grâului din cala navei.

Dezavantajele constau în: cost ridicat, prezența unui ajutaj ne autopropulsat, care trebuie să fie ajutat de mâini mecanice, pentru a se aduna grâul de pe o zonă mai întinsă.

In figura 11.12 se arată că partea verticală telescopică a conductelor pentru trecerea grâului se unește cu zona curbă a părții orizontale, prin intermediul unui racord flexibil. Greutatea părții verticale nu este preluată de racordul flexibil, ci de un lanț. Partea orizontală a conductelor de trecere grâu este unită cu separatorul de grâu prin intermediul unei articulații universale, care permite ridicarea conductelor din poziție orizontală în sus, la 25^o în poziție de lucru şi la 40^o în poziție de repaus. In afară de aceasta, articulația universală asigură rotirea tuturor conductelor în plan orizontal cu 180^o. Diametrul racordului 2, al articulației universale (fig.11.13), se măreşte pe direcția de mişcare a amestecului aer-material. Cel mai mic diametru se adoptă egal cu diametrul de legătură al conductelor de transport grâu. Cel mai mare diametru se adoptă pe baza calculelor, încât viteza aerului să fie 10-12 m/sec.

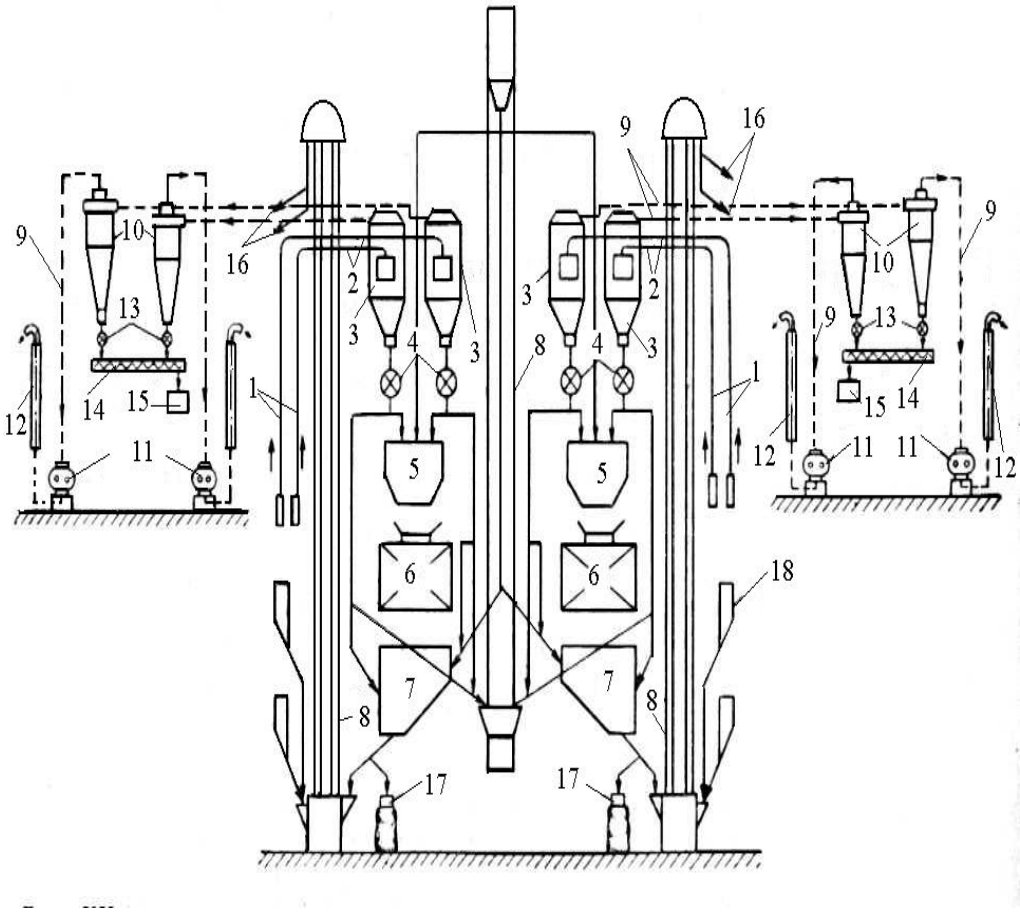


Fig. 11.11 Schema tehnologică a transbordorului plutitor, pentru descărcarea pneumatică a grâului

Semnificația notațiilor din figură: 1-sectoare verticale telescopice ale conductelor pentru grâu, 2- sectoare orizontale telescopice ale conductelor pentru grâu, 3-separatoare de material, 4- închizătoare dozatoare pentru grâu, 5-buncăre superioare, 6-cântar automat, 7-buncăre inferioare, 8-elevatoare, 9-conducte de aer, 10-separatoare centrifugale de praf, 11- pompe de vacuum, 12-amortizoare de zgomot, 13-închizătoare dozatoare pentru praf, 14-transportoare cu melc, 15-cântare pentru praf, 16-conducte de descărcare telescopice superioare şi inferioare, 17-racord pentru prelevare grâu pentru cântărire, 18-buncăre de preluare.

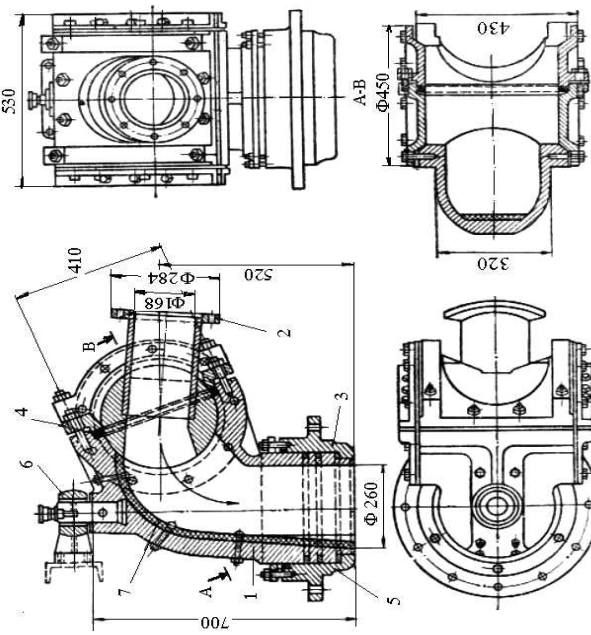


Fig. 11.13 Articulație universală.

1- corp; 2- racord rotitor; 3- lagăr; 4- garnitură de etanșare; 5- roată; 6- lagăr; 7- întăritură de cauciuc.

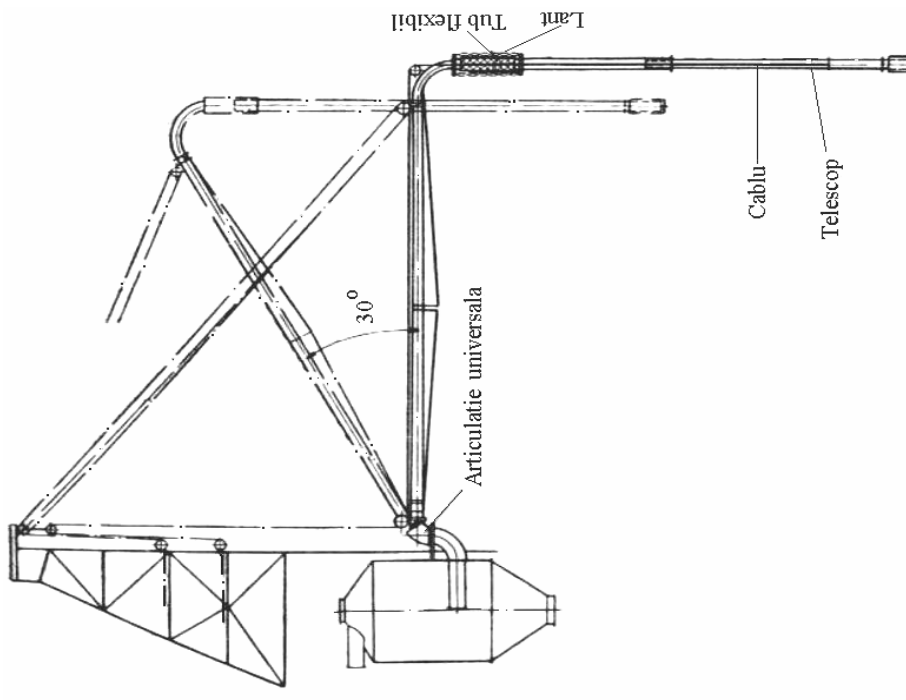


Fig. 11.12 Schema conductelor mobile pentru grâu, cu părți telescopice verticale.

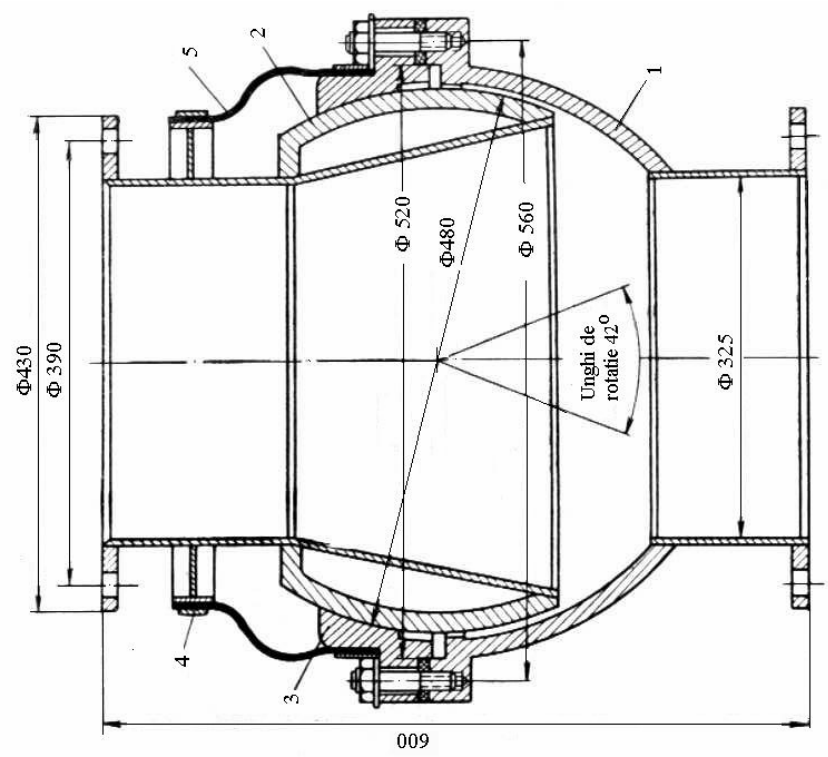


Fig. 11.15 Articulație sferică pentru trecerea grâului 1-racord sferic inferior; 2- racord sferic superior; 3- flanșă sferică; 4- colier; 5- apărătoare din răşini tehnice.

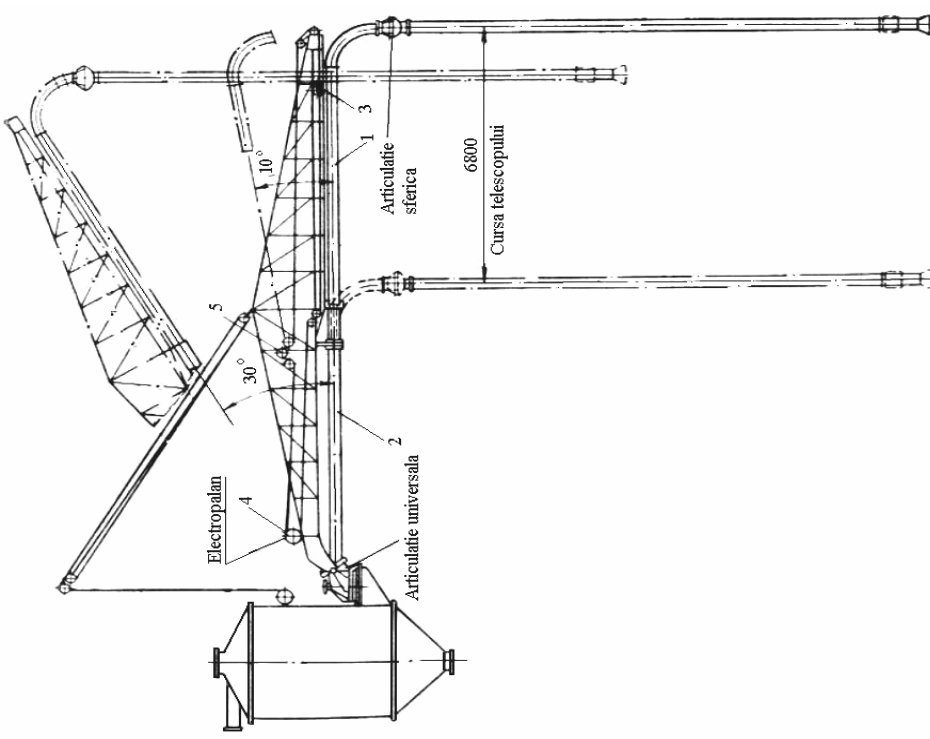


Fig.11.14 Schema mișcării tuburilor de trecere grâu, cu părți telescopice în plan orizontal.

In figura 11.14 se prezintă schema conductelor de grâu cu părți telescopice orizontale şi părti verticale rigide. Tubul orizontal 1 care se deplasează, cu unul din capete se află în tubul 2, iar cu celălalt capăt se uneşte cu partea curbă suspendată de axul a două roți 3, care se rostogolesc pe partea de jos a fermei. De axul roților 3 se ataşează capetele a două cabluri, una din ramuri care trece pe jos şi a doua pe deasupra fermei peste blocul de tobe al electropalanului 4. Intinderea cablului se realizează cu blocul 5, care se deplasează pe verticală cu ajutorul unui şurub. In funcție de direcția de rotire a tobei electropalanului, partea orizontală a tuburilor se va lungi sau se va scurta. De exemplu, la rotirea tobei după sensul acelor de ceas, capătul de jos al cablului trage axul roții 3 în stânga, iar capătul de sus se înfăşoară pe tobă şi trage spre dreapta. Prin urmare, tubul 1 va fi tras în interiorul tubului 2 şi lungimea părții orizontale se va micşora.

Partea verticală a tubului mobil este legată cu curbura părții orizontale, prin intermediul unei articulații sferice (fig.11.15). Avantajele articulației sferice în comparație cu racordul flexibil constau în: rezistență redusă la trecerea amestecului aer – grâu şi o mare rezistență la uzură.

11.3 Echipamente specifice instalațiilor de transport pneumatic

In cazul instalațiilor de transport pneumatic cu antrenarea particulelor în curent de aer, aerul antrenează fiecare particulă separat, chiar dacă mişcarea fiecărei particule este influențată de ciocnirile cu particulele vecine. Ca principiu, propulsarea materialelor cu granulație fină şi mijlocie are loc ca urmare a creerii unei diferențe de presiune între punctele extreme ale conductei (la intarea şi ieşirea din conductă). La destinație, materialul este separat de curentul de aer şi este depozitat într-un recipient, iar aerul se reîntoarce în atmosferă după ce s-a curățat de praf.

După cum se constată din schemele prezentate, o instalație de transport pneumatic are în componența sa următoarele subansamble :

- **maşina pneumatică**, care are rolul de a crea diferența de presiune în conducte, constituind partea importantă a instalației;

- **alimentatorul,** care are rolul de a efectua amestecul aer - material şi de a-l dirija în conducta de transport, constructiv acestea diferă de la o instalație la alta;

- **separatorul,** care separă la destinație materialul transportat de aer, după principiul de funcționare pot fi gravitaționale sau inerțiale (cicloane);

- **filtrul**, care purifică aerul ce a transportat materialele de orice particule şi-l

redă atmosferei curat, sau este utilizat pentru alimentarea maşinii pneumatice; se utilizează filtre umede sau uscate, cele uscate (filtre cu saci) fiind frecvent utilizate;

- **închizătoarele**, care sunt folosite pentru închiderea părților inferioare ale separatoarelor şi cicloanelor, dar şi pentru evacuarea materialului depus;
- **conductele**, care transportă amestecul aer – material.

11.3.1 Maşina pneumatică

In instalațiile de transport pneumatic, maşinile pneumatice sunt maşini de forță care convertesc energia mecanică primită (moment, turație) în energie pneumatică (presiune, debit). După modul în care părțile componente ale maşinii pneumatice acționează asupra masei de aer pe care o comprimă, se deosebesc trei tipuri:

- **maşini care lovesc curentul de aer**, comprimarea aerului în aceste maşini se produce ca urmare a modificării vitezei de circulație, aceste maşini caracterizându-se printr-o acțiune neîntreruptă a rotorului cu palete asupra curentului de aer;
- **maşini care rotesc curentul de aer**, comprimarea curentului de aer se produce în interiorul maşinii sau spre evacuare, ca urmare a modificării spațiului închis între rotorul care se învârte şi stator (partea fixă a maşinii);
- **maşini care deplasează axial curentul de aer,** comprimarea aerului se produce în spațiul de lucru al cilindrului, ca urmare a modificării volumului său la deplasarea pistonului.

După mărimea presiunii create, maşinile pneumatice pot fi :

- ventilatoare, maşini pentru producerea aerului sub presiune până la $0{,}2.10^5$ N / m^2;
- suflante, maşini pentru producerea aerului la presiuni de $(0{,}1\text{-}3).10^5$ N / m^2;
- compresoare, maşini care furnizează aer la presiuni de 3.10^5 N / m^2;
- pompe de vacuum, maşini care creează vacuum înaintat.

Maşini pneumatice cu rotoare cu palete

Aceste maşini pneumatice fac parte din categoria maşinilor în care curentul de aer este lovit de paletele rotorului. Ele pot fi centrifuge sau axiale, putând funcționa ca ventilatoare, suflante sau compresoare, în funcție de presiunile sau debitele realizate. Intre aceste tipuri de maşini nu există deosebiri esențiale constructive sau funcționale. Astfel, ventilatoarele au o singură treaptă de comprimare (rotor), care realizează presiuni până la $0{,}2.10^5$ N / m^2. Turbosuflantele au rotorul compus din 3 - 5 rotoare individuale şi realizează presiuni de $(0{,}1 – 3).10^5$ N / m^2. Turbocompresoarele pot avea până la 16 rotoare înseriate, realizând presiuni mai mari de 3.10^5 N / m^2, ce pot ajunge până la $(8 – 9) \cdot 10^5$ N / m^2.

O maşină centrifugă cu o treaptă de comprimare este prezentată schematic în figura 11.16. Ea se compune din două părți: partea rotativă, numită rotor şi partea staționară, numită stator. Rotorul se compune din discul 1, montat cu pană pe arborele 2, şi discul 3 între care sunt fixate paletele 4. Arborele 2 şi deci întregul rotor se rotesc cu viteză de rotație mare, până la 3000-3600 rotații / minut. Statorul se compune din carcasa 5 şi colectorul 6, care este un canal periferic de secțiune crescătoare în sensul de rotație al rotorului. Aerul este aspirat prin conducta de aspirație 7 şi introdus axial în rotor prin orificiul de intrare 8, numit distribuitor, iar evacuarea aerului se face periferic prin difuzorul 6 şi conducta de refulare 9. Paletele rotorului pot avea diferite înclinări (curburi), determinând caracteristicile maşinii. Astfel, paletele pot fi curbate față de raza rotorului şi sensul de rotire al acestuia înainte, radial sau înapoi (fig.11.17).

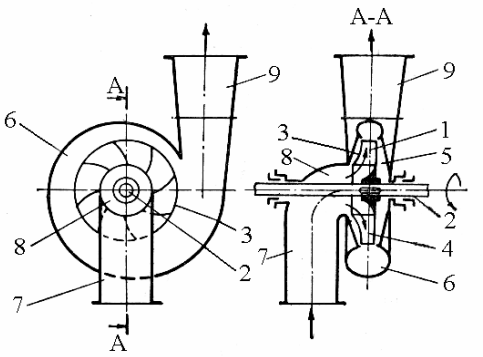


Fig. 11.16 Maşină centrifugă cu o treaptă de comprimare.

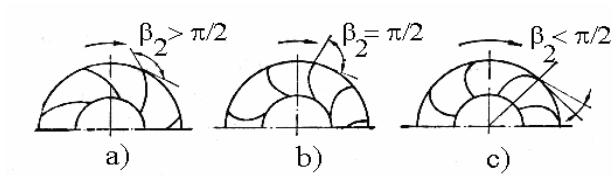


Fig. 11.17 Variante constructive de rotoare.

Inclinarea paletelor se măsoară prin unghiul de ieşire al acestora β_2 (între tangenta la rotor la muchia exterioară a paletei şi direcția paletei), care în cele trei cazuri are valorile din figură. Valoarea presiunii realizată de o maşină cu un singur rotor este limitată în general la $0{,}2.10^5$ N / m^2, datorită faptului că rezistența mecanică a materialului din care este executat rotorul limitează viteza periferică a acestuia (la diametrul exterior) la 150-200 m / s (maxim 240 m / s, la execuții foarte îngrijite). In limitele admisibile ale vitezei periferice, se urmăreşte creşterea turației rotorului, în scopul asigurării unui diametru cât mai redus al acestuia şi deci al întregii maşini.

Pentru realizarea presiunilor mari necesare, turbomaşinile au mai multe rotoare, cuplate în serie pe acelaşi arbore, realizându-se astfel rotoare de mare presiune. De asemenea, pentru mărirea debitului se cuplează în paralel pe acelaşi arbore, două rotoare de mare presiune, maşina având aspirație şi refulare bilaterale.

In figura 11.18 este prezentată o secțiune printr-o turbosuflantă cu trei trepte. In timpul antrenării rotorului, aerul pătrunde prin orificiul 1, în spațiul 2 dintre paletele rotorului şi sub acțiunea forței centrifuge este împins către periferie. Din rotor

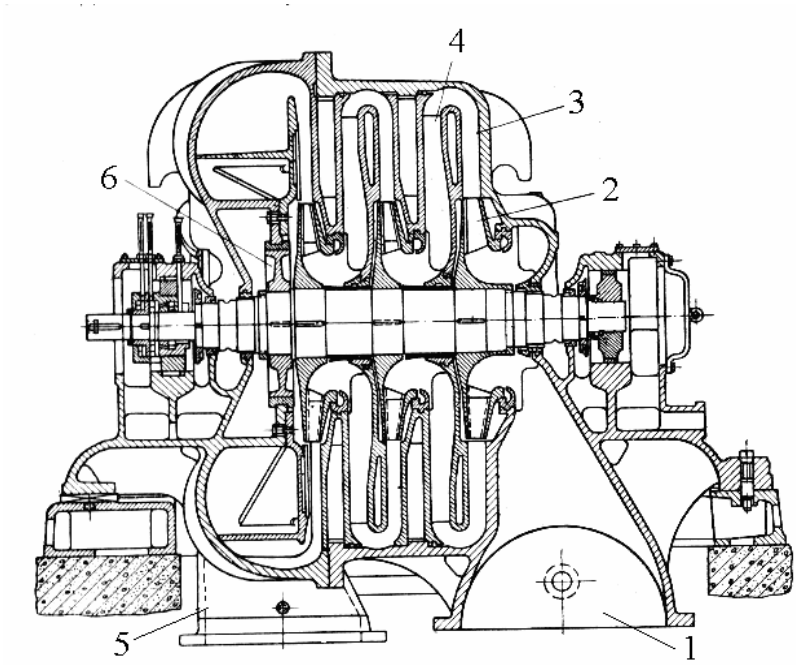


Fig. 11.18 Turbosuflantă cu trei trepte.

aerul este eliminat în difuzorul 3, care uneori se execută cu palete de dirijare. Din difuzor aerul pătrunde în zona de întoarcere 4, ale cărei palete servesc pentru schimbarea cu 180^0 a direcției curentului de aer, asigurând astfel intrarea aerului în rotorul treptei următoare. Trecând astfel prin trei nivele de lucru, aerul este eliminat din maşină prin gura de evacuare 5. Presiunea axială se echilibrează (egalizează) cu ajutorul pistonului de descărcare 6, montat după ultimul rotor, în direcția de deplasare a aerului prin maşină. Din dreapta pistonului acționează aerul comprimat în ultima treaptă, iar cavitatea din stânga pistonului este legată printr-o conductă cu orificiul de admisie 1.

La trecerea aerului din treaptă în treaptă, volumul aerului se micşorează, astfel dimensiunile rotorului cu palete nu sunt aceleaşi. Rotorul turbosuflantei se execută din oțeluri de aliere. Pentru a se evita scurgerea aerului între trepte în locul unde părțile care se mişcă vin în contact cu cele care nu se mişcă, se realizează etanşări tip labirint. Lagărele turbosuflantei sunt unse cu ajutorul unor inele de ungere sau cu ajutorul unei pompe. Pentru a se evita uzura rapidă a părților componente, aerul trebuie să fie foarte bine curățat de impurități.

Turbomaşinile axiale se utilizează pentru debite mari, peste 1500 m^3 / min. In figura 11.19 este prezentată în principiu , construcția unei astfel de maşini. Paletele 1 ale rotorului 2, sub formă de elice aspiră aerul axial şi-l refulează între paletele 3 ale

statorului 4. Aerul parcurge în suflantă un traseu elicoidal, fiind evacuat de asemenea axial. Față de suflantele centrifuge, suflantele axiale se caracterizează prin următoarele: randamentul mai redus; realizează debite mai mari şi presiuni mai reduse; necesită viteză de rotație foarte mare, de aproximativ 6000 – 7000 rotații / minut; domeniul de regim stabil este mai redus decât în cazul suflantelor centrifuge.

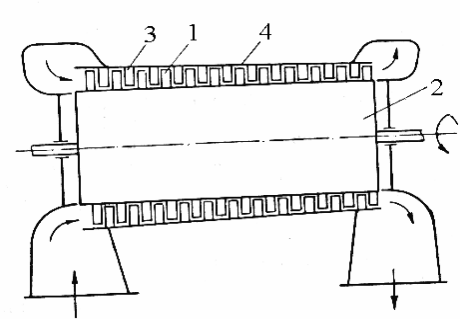


Fig. 11.19 Turbomaşină axială.

Ventilatoarele şi suflantele, având până la trei trepte de comprimare, nu sunt prevăzute cu dispozitive de răcire a aerului, deoarece încălzirea acestuia în timpul comprimării la presiuni reduse nu este mare, iar economia de lucru mecanic obținută prin răcire este neglijabilă. Maşinile cu mai multe trepte de comprimare sunt răcite în general cu apă, prin răcire interioară (circuite de răcire în carcasă) sau exterioară (utilizând răcitoare de diverse tipuri). Prin răcire se asigură presiuni ridicate şi se reduce lucrul mecanic de comprimare.

Acționarea maşinilor centrifuge se poate face cu motoare cu ardere internă, motoare electrice, turbine. In mod frecvent sunt utilizate motoarele electrice, care în anumite condiții pot asigura o viteză de rotație variabilă. Suflantele mici şi ventilatoarele sunt acționate cu motoare asincrone trifazate cu rotor bobinat sau în scurt circuit. Primele permit reglarea continuă a vitezei de rotație în limitele ± 20%, iar la celelalte reglarea vitezei de rotație se face discontinuu , în mai multe trepte, prin varierea numărului de poli. Pentru suflantele mari se utilizează grupuri speciale de acționare , formate din mai multe maşini electrice cuplate în cascadă, sau acționarea cu turbine cu abur sau cu gaze.

Maşinile centrifuge se cuplează direct la maşinile de acționare, sau dacă este necesar pentru mărirea vitezei de rotație, cuplarea se face printr-o transmisie cu raport de transmitere subunitar.

Maşini pneumatice rotative

In figura 11.20 este prezentată o secțiune printr-o maşină pneumatică cu pistoane rotitoare profilate 2, ce se rotesc în sens invers în carcasa 1, angrenându-se etanş, astfel încât în timpul rotirii nu se ating unul cu altul, jocul dintre pistoane, respectiv pistoane – carcasă, fiind 0,3 - 0,5 mm. La rotirea pistoanelor, aerul după ce a pătruns prin orificiul de admisie 3, completează spațiul 5, unde este comprimat ca urmare a rotației pistoanelor şi împins către orificiul de evacuare 4. Construcțiile

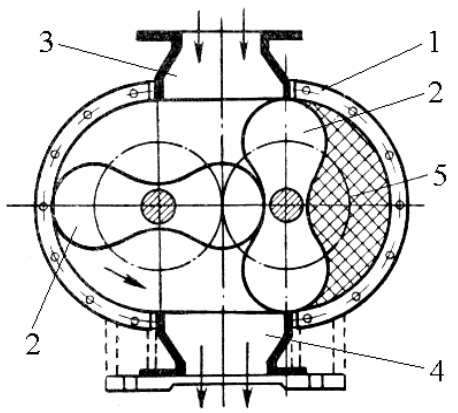


Fig. 11.20 Compresor cu rotoare profilate

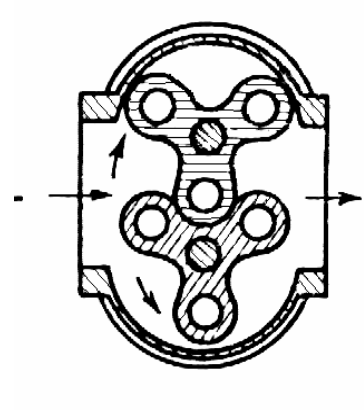


Fig. 11.21 Compresor cu rotoare cu trei lobi

obişnuite realizează presiuni de $0{,}3.10^5$ N/ m^2, la o viteză de rotație a pistoanelor de 200 – 400 rot. / min. şi un randament total de 0,5. O asemenea maşină pneumatică care creează presiune prin comprimarea volumului de aer, poate fi numită compresor cu rotoare profilate.

O altă construcție de compresor cu rotoare profilate este prezentată în figura 11.21. Cele două rotoare sunt identice şi sunt prevăzute cu trei lobi, care angrenează între ei întocmai ca dinții roților unui angrenaj. Volumul de aer cuprins între lobii rotoarelor şi carcasă este transportat de la conducta de aspirație la conducta de refulare. Există numeroase construcții de compresoare cu rotoare profilate, care se deosebesc prin cinematica mecanismului de mişcare al rotoarelor, prin forma acestora şi prin modul de angrenare. Compresoarele cu rotoare profilate nu au elemente de etanşare, etanşarea obținându -se prin jocul între rotoare şi între rotoare şi carcasă, care trebuie menținut în timpul rotirii. Acest joc, de care depinde în mod exclusiv funcționarea compresorului, nu depinde numai de precizia de prelucrare, ci şi de eventualele dilatări ale pieselor, datorită încălzirii. Compresoarele cu rotoare profilate realizează presiuni de circa 2.10^5 N / m^2.

In figura 11.22 este prezentat un compresor cu rotoare elicoidale, care se compune din două rotoare, care angrenează între ele întocmai ca în cazul compresoarelor cu rotoare profilate, cu deosebirea că secțiunile profilate ale celor două rotoare au generatoarele de formă elicoidală. In felul acesta, între rotoare şi carcasă iau naştere volume închise, care în timpul rotirii se deplasează în direcția axelor rotoarelor. Conductele de aspirație 2 şi de refulare 1 sunt amplasate pe capacele frontale ale carcasei. Simultan cu deplasarea, volumele închise între rotoare şi carcasă se micşorează, ca urmare a pătrunderii dinților unuia dintre rotoare în dinții celuilalt,

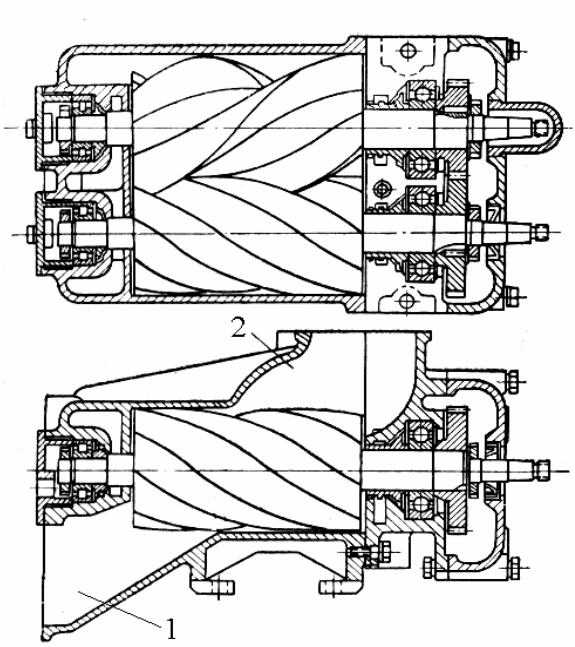


Fig. 11.22 Compresor cu rotoare elicoidale.

se produce o comprimare progresivă a aerului. Acest compresor, de asemenea nu are elemente de etanşare, aceasta realizându-se prin jocuri mici şi injecţie abundentă de ulei, care trebuie recuperat la ieşirea din compresor.

Compresoarele elicoidale se construiesc cu unu sau două etaje, pentru presiuni de (1-10)·10^5 N/ m^2 şi debite de 700-8000 m^3 / h. Aceste compresoare necesită o precizie ridicată de fabricaţie, iar tehnologia de fabricaţie a rotoarelor este destul de complicată.

Compresorul cu lamele, prezentat în figura 11.23, este un compresor rotativ, care se compune dintr-o carcasă 2, în interiorul căreia se roteşte rotorul cilindric 1, aşezat excentric în carcasă şi prevăzut cu lamele radiale culisante 3.

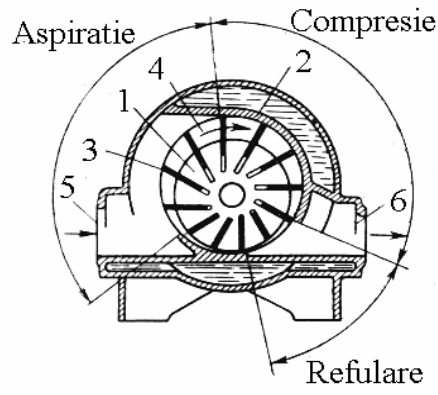


Fig. 11.23 Compresor rotativ cu lamele

Volumul spaţiului cuprins între două lamele succesive carcasă şi rotor 4, variază în cursul unei rotaţii datorită excentricităţii. Astfel la mărirea volumului, acest spaţiu este pus în legătură cu conducta de aspiraţie 5, iar la micşorarea volumului este pus în legătură cu conducta de refulare 6. Lamelele sunt împinse către suprafaţa carcasei datorită forţelor centrifuge care iau naştere în timpul rotirii. Pentru reducerea uzurii, frecarea importantă care ia naştere între lamele şi carcasă trebuie redusă printr-o ungere abundentă. La ieşirea aerului comprimat din compresor, acesta trebuie să treacă printr-un separator eficace, care să reţină uleiul.

Compresoarele cu lamele realizează presiuni de (0,3-8).10^5 N / m^2 şi debite de la 200 la 6000 m^3 / h. Avantajele acestor compresoare constau în lipsa supapelor

(organe sensibile care se defectează uşor), regularitatea debitului de aer, regularitatea cuplului de antrenare. Dezavantajele constau în necesitatea unei execuții precise, existența unei frecări relativ ridicate între palete şi rotor.

In figura 11.24 este prezentată o pompă de vacuum cu răcire circulară cu apă. Rotorul 1 executat cu palete, se învârte excentric în statorul 2 umplut cu apă. La mişcarea rotorului apa acoperă suprafața interioară a statorului în straturi cu grosimi determinate. Totodată, între suprafața stratului de apă ce aderă la stator şi butucul rotorului se formează un spațiu vidat sub formă de seceră. Dacă se fac două fante în peretele capacului lateral (forma fantelor marcată cu negru pe desen), atunci prin fanta din dreapta, aerul va intra în pompă, iar prin cea din stânga, aerul comprimat va ieşi din maşină. In timpul funcționării pompei se produce frecarea paletelor cu apa şi a apei de peretele statorului, consumându-se o cantitate mare de energie, motiv pentru care randamentul acestor pompe este 0,4-0,45.

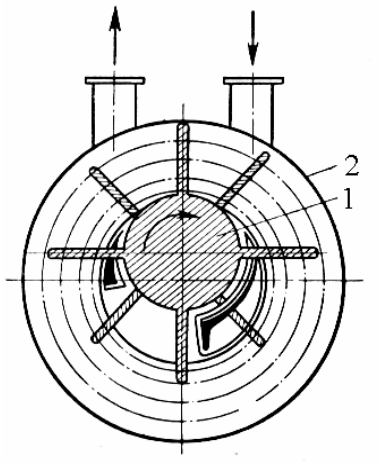


Fig. 11.24 Pompă de vacuum.

Pentru o funcționare normală a pompei, apa de răcire trebuie recirculată continuu; temperatura apei la intrare în pompă trebuie sa fie astfel încât la ieşirea din pompă, aceasta să nu de păşească 30^0 C. Pentru menținerea nivelului necesar de apă în stator şi pentru separarea apei de aerul care iese din pompă , în apropierea pompei se instalează un rezervor cu apă în care se introduce conducta de refulare a pompei.

Maşini pneumatice cu pistoane

Această categorie de maşini se utilizează în instalațiile de transport pneumatic ca pompe de vacuum sau compresoare. Avantajul maşinilor pneumatice cu piston constă în independența productivității lor de pierderile de presiune în rețea . Ele se utilizează în principal în instalațiile de transport pneumatic cu refulare. In cazul utilizării lor în instalațiile pneumatice cu absorbție, trebuie asigurată curățirea aerului de impurități, pentru a evita uzura cilindrului.

Compresorul cu piston se compune dintr-un cilindru în care se află un piston acționat în mişcare alternativă de către un mecanism bielă manivelă. El se caracterizează prin faptul că volumul spațiului creat în piston în cursa de aspirație este constant la fiecare cursă, dar volumul aerului aspirat depinde de mărimea spațiului vătămător, precum şi de calitatea supapelor. In funcție de rolul pe care - l au supapele

pot fi de aspirație sau de refulare. Aerul aspirat este comprimat de piston până la atingerea presiunii din recipient sau din conducta de refulare, când supapa de refulare se deschide, de obicei automat şi aerul comprimat este refulat din cilindru.

Din punct de vedere teoretic, presiunea finală nu este limitată decât de mărimea spațiului vătămător. In cazul limită, pentru anumite valori ale presiunii de refulare şi spațiului vătămător , compresorul încetează să mai aspire aer şi deci să mai debiteze.

Datorită faptului că sunt prevăzute cu un mecanism bielă manivelă, compresoarele cu piston dezvoltă forțe de inerție neechilibrate care sunt transmise fundației pe care sunt montate compresoarele. Totuşi, prin construirea unor compresoare cu mai mulți cilindri, se pot reduce forțele neechilibrate, ceea ce permite mărirea turației şi realizarea unor compresoare cu gabarite reduse.

De obicei, compresoarele se construiesc cu un etaj pentru presiuni de refulare până la $3{,}5.10^5$ N / m^2; cu două etaje până la 15. 10^5 N / m^2; cu trei etaje până la 10^7 N / m^2.

In figura 11.25 este prezentat principiul de funcționare al unei maşini pneumatice cu piston cu dublu efect întrucât:

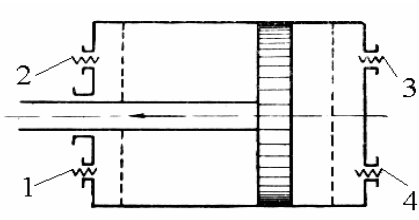


Fig. 11.25 Maşină pneumatică cu piston cu dublu efect.

1 - supapă de emisie a aerului comprimat la deplasarea pistonului în stânga;

2 - supapă de intrare a aerului la deplasarea pistonului în dreapta;

3 - supapă de emisie a aerului comprimat la deplasarea pistonului în dreapta;

4 - supapă de intrare a aerului la deplasarea pistonului în stânga.

Un compresor cu piston cu o singură treaptă de comprimare, are schema de principiu din figura 11.26 (varianta “a” monocilindric, varianta “b” cu doi cilindri în linie).

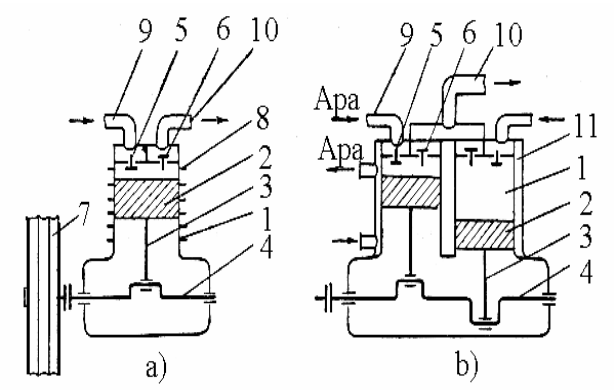


Fig. 11.26 Compresor cu piston cu o singură treaptă de comprimare.

In cilindrul 1 se deplasează rectiliniu alternativ pistonul 2, acționat prin intermediul tijei sale 3 de arborele cotit 4 acționat de un motor electric sau cu ardere internă. Aerul este aspirat din conducta de aspirație 9, la cursa în jos a pistonului, prin supapa de aspirație 5 şi refulat în conducta de refulare 10, la cursa în sus a acestuia, prin

supapa de refulare 6. Arborele este cuplat la motor direct sau prin intermediul transmisiei prin curele 7. Răcirea cilindrului , care se încălzeşte în timpul funcționării, se face cu aer, carcasa fiind prevăzută în acest scop cu aripioare de răcire (varianta "a"), sau prin circularea apei prin cămăşi de răcire (varianta "b"). Pe conducta de aspirație se găseşte un filtru, în scopul curățirii aerului de impurități, iar conducta de refulare evacuează aerul într-un rezervor, prevăzut cu reglare de debit, care asigură uniformitatea debitului de aer la utilizare.

11.3.2 Alimentatoare

In instalația de transport pneumatic care funcționează prin absorbție se foloseşte adesea alimentarea prin sorb. Acest sistem permite introducerea în conducta de transport a materialelor sub formă de bulgări, boabe sau praf.

Sorbul are ca piese principale două tuburi coaxiale 2 şi 4 (fig.11.27) ținute la distanță de aripioarele 5. Sorbul este legat la conducta de transportat prin flanşa 1. Cu ajutorul piulițelor 3 se reglează distanța "e" dintre capetele celor două tuburi şi prin aceasta şi concentrația amestecului obținut.

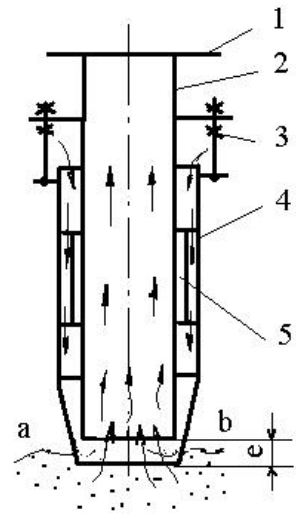


Fig. 11.27 Sorb pentru alimentarea conductei cu material

Capetele tuburilor se introduc în material fie că acesta se găseşte în vrac sau în siloz.

Când în tubul 2 se creează o depresiune, aerul din exterior caută să pătrundă în acest tub. O cantitate mică de aer pătrunde în tubul interior străbătând masa de material, iar grosul cantității de aer ajunge în tubul interior, străbătând spațiul inelar dintre cele două tuburi. Dacă distanța "e" este suficient de mare, curentul de aer trece prin spațiul inelar dintre cele două tuburi, îşi schimbă direcția cu 180^o şi continuă drumul în tubul interior fără a veni în contact cu masa de material pulverulent în care este introdus sorbul. In cazul când distanța "e" este suficient de mică, curentul de aer vine în contact cu masa de material pulverulent şi antrenează în mişcarea sa o mică cantitate din acesta, la nivelul suprafeței "ab". Când distanță "e" este nulă, debitul de material creşte peste limita maximă admisibilă producându-se înfundarea conductei. Diametrul tubului 4 rezultă din condiția ca suprafața secțiunii inelare dintre el şi tubul 2 să fie egală cu suprafața secțiunii acestuia. Înălțimea sorbului este de aproximativ 1 m.

Sub aspectul rezistențelor în circuitul de transport pneumatic, sorbul

reprezintă o pierdere locală de presiune. Valoarea acestei pierderi poate fi determinată cu relația:

$$\Delta p_{sorb} = \xi \cdot \frac{v_a^2 \cdot \gamma_a}{2 \cdot g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{11.1}$$

unde: ξ - coeficient de rezistență locală;

v_a – viteza aerului în tubul interior [m/s];

γ_a - greutatea specifică a aerului [N/m^3];

g – accelerația gravitației [m/s^2].

Valoarea coeficientului ξ se determină cu relația:

$$\xi = \frac{480.000 + 82.000 \cdot \chi_G}{R_e} \tag{11.2}$$

unde: χ_G - concentrația amestecului ce are valori cuprinse între 1,68 şi 3,65.

R_e – numărul lui Reynolds, care are valori cuprinse între 60.000 şi 125.000, pentru tubul interior.

Din relația de mai sus se vede că ξ ține seama atât de frecări cât şi de accelerarea materialului.

Soluția constructivă prezentată anterior dă rezultate bune pentru materialele mărunte, care curg bine.

In cazul în care sorbul trebuie să fie mobil, legătura lui la conducta de aspirație se face printr-un furtun elastic de cauciuc cu spirală de sârmă înglobată în grosimea peretelui de cauciuc. Intr-o astfel de situație, la calculul pierderilor de presiune, trebuie să se țină seama de faptul că pierderile în conducta de cauciuc sunt mai mari decât într-o conductă metalică de aceeaşi lungime şi acelaşi diametru. Din cauza greutăților de manipulare, conducta sorbului mobil şi respectiv diametrul tubului interior al sorbului nu au dimensiuni mai mari de 125mm.

In instalațiile de transport pneumatic, care lucrează prin absorbție şi la care materialul este dozat de însăsi instalația de unde se absoarbe, sorbul se înlocuieşte printr-o simplă pâlnie de încărcare. Admisia materialului la transportoarele cu aspirație se poate face şi cu ajutorul unor dispozitive speciale de tipul regulatorului de material prezentat în figura 11.28. Materialul pătrunde în

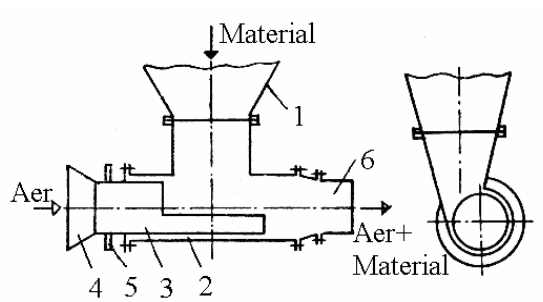


Fig. 11.28 Dozator de material**.**

conducta de transport uniform 6, fără aglomerări care să perturbe procesul de transport. Prin rotirea cu ajutorul manetei 5 a ştuțului cu degajare 3 se poate regla, în funcție de necesitate, cantitatea de aer introdusă, acesta fiind racordat la conducta de aer prin evazarea 4. Materialul pătrunde în corpul alimentatorului 2 prin pâlnia 1, realizându-se amestecul aer – material, care iese din alimentator prin partea opusă direcției de pătrundere a aerului, ajungând în conducta de transport 6. Partea superioară a secțiunii tubului 3 rămâne liberă pentru trecerea aerului, deoarece materialul pătrunde lateral şi fenomenul de taluz natural face ca spațiul să fie umplut decât parțial.

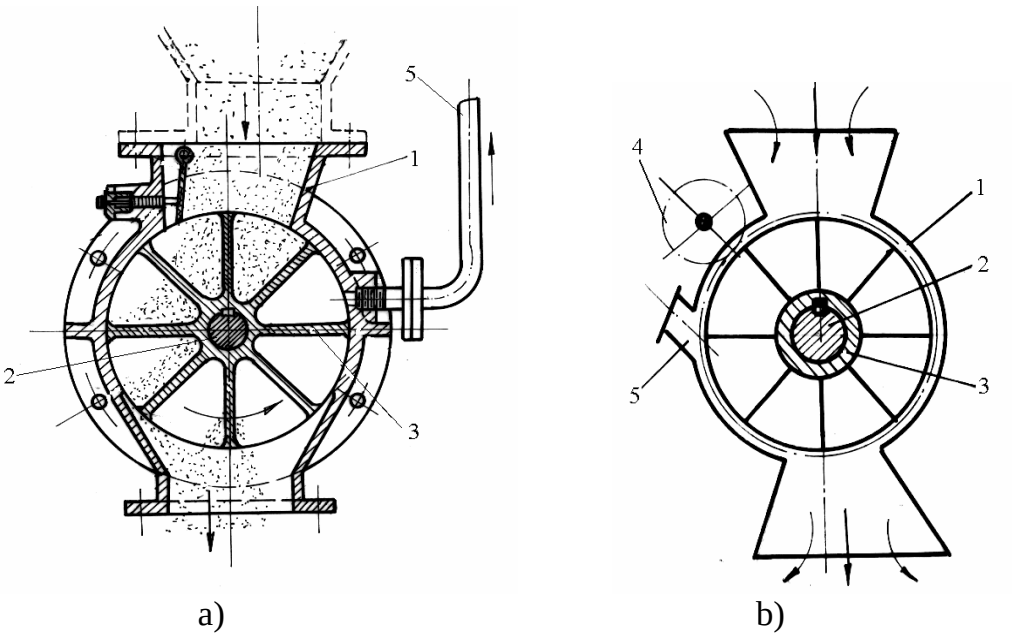


Fig. 11.29 Dozator cu tambur.

Alimentarea instalațiilor de transport cu refulare de joasă presiune, până la $1{,}4.10^5$ N/m^2 , se realizează cu alimentatorul celular prezentat în figura 11.29 a, în figura 11.29 b fiind redată o reprezentare simplificată. Acesta are un corp 1 în care se roteşte toba celulară 3, montată pe arborele 2 cu pană . Rotirea arborelui 2 se face de către un motor electric, prin intermediul unei tansmisii mecanice din care face parte şi treapta de roți dințate 4. Umplerea celulelor se face prin pâlnia superioară, iar golirea lor prin pâlnia inferioară, în momentul în care acestea ajung în dreptul ei. Pentru ca aerul comprimat, care pătrunde din instalație în celule prin pâlnia inferioară, să nu treacă în buncărul de alimentare atunci când celulele ajung în dreptul pâlniei superioare, corpul este prevăzut cu o conductă de evacuare 5.

Turația arborelui alimentatorului celular este de 20 – 60 rot / min., iar

productivitatea se poate calcula cu relația :

$$\Pi_m = 3{,}6 \cdot i \cdot z \cdot \rho \cdot n \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \qquad (11.3)$$

unde: i - capacitatea celulelor [dm^3] ;

z - numărul celulelor ;

ρ - densitatea materialului [kg / dm^3] ;

n - turația arborelui [rot /s] ;

ψ - coeficient de umplere al celulelor.

O altă variantă de alimentator celular este cel prezentat în figura 11.30, ale cărui părți componente şi principiu de funcționare sunt asemănătoare cu cele prezentate anterior. Este compus dintr-o carcasă cilindrică 1, în interiorul căreia există un arbore cu palete (celule) 2, care rotite vor prelua din pâlnia de deasupra materialul şi-l vor depune în conducta de transport 5. Aerul pătrunde prin evazarea cu sită 4, în conducta 5 realizându-se amestecul aer - material. Pe jumătatea din dreapta se realizează alimentarea , iar pe cealaltă jumătate etanşarea.

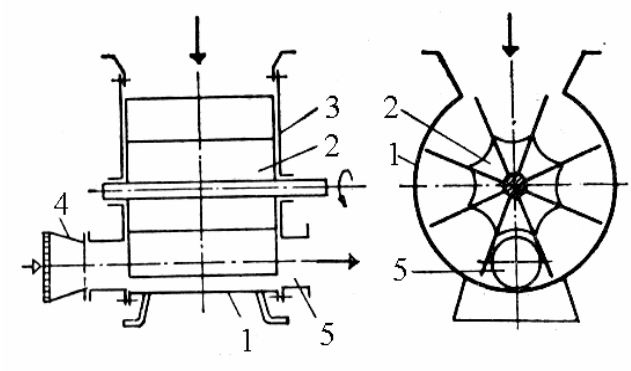


Fig. 11.30 Alimentator celular

Alimentarea instalațiilor prin refulare de medie presiune (1,8 - 2,5).10^5 N / m^2, se realizează cu alimentatorul elicoidal prezentat în figura 11.31. Materialul care intră în alimentator printr-o pâlnie2 este transportat de melcul 3 în camera de amestec 6.

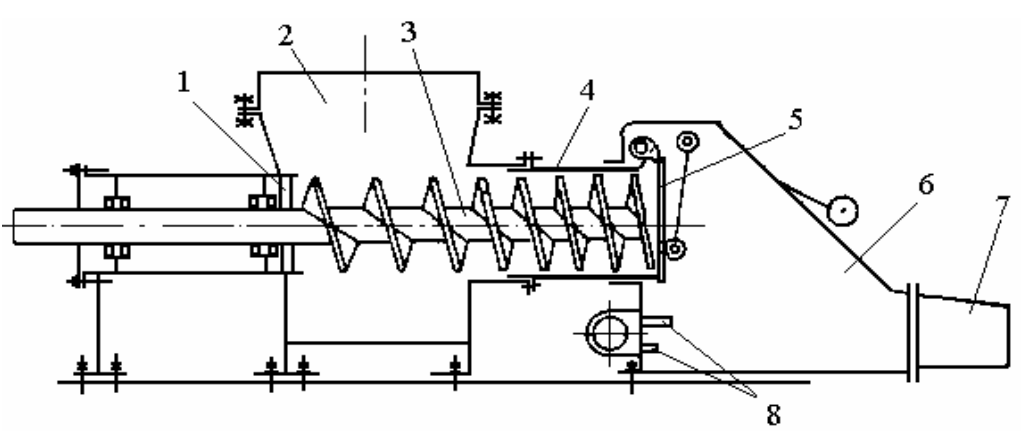


Fig. 11.31 Alimentator pneumatic cu melc în consolă.

Prin ajutajele 8 se suflă aer comprimat în camera de amestec. Aerul preia materialul şi-l transportă în conducta 7. Clapeta 5, închisă printr-o greutate, împiedică pătrunderea aerului comprimat din camera 6 în carcasa melcului 4. Melcul are pasul variabil, micşorându-se continuu către camera de amestec, astfel că în timpul transportului materialul este puternic compactat. Deschiderea clapetei se face prin forța dată de presiunea materialului compactat. Turația melcului este în mod obişnuit 1000 rot. / min. Productivitatea alimentatorului variază între 25 - 35 t / h, pentru diametrul melcului de 150 mm şi 80 – 160 t / h, pentru diametrul melcului de 250 mm. Puterea necesară antrenării alimentatorului se poate calcula orientativ cu relația :

$$P = 1{,}5 \cdot \Pi_m \quad [\text{kW}] \tag{11.4}$$

unde: Π_m - productivitatea alimentatorului [t / h].

Productivitatea alimentatorului se determină cu relația:

$$\Pi_m = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)\cdot\left(s - \delta\right)\cdot\rho\cdot n\cdot k \quad [\text{t/h}] \tag{11.5}$$

unde: D – diametrul exterior al şurubului melc [m];
d – diametrul arborelui [m];
s – pasul melcului [m];
δ - grosimea spirei melcului [m];
ρ - densitatea materialului [t/m^3];
n – turația arborelui [rot/min];
k – coeficient de alunecare care ține seama de alunecarea materialului pe spira şurubului melc şi de refularea materialului în spațiul dintre marginea exterioară a spiralei şurubului melc şi suprafața interioară a corpului; valoarea lui se admite să fie cuprinsă între 0,2 şi 0,35.

De obicei, pasul inițial al melcului se ia egal cu diametrul său, iar mai departe pasul scade treptat până la 0,65 sau chiar 0,55 din valoarea inițială. La construcțiile mai vechi ultima spiră avea pasul 0,4 din valoarea inițială. Numărul spirelor este în general opt.

Un calcul mai riguros al puterii, necesară acționării alimentatorului se poate face cu relația:

$$P = P_f + P_1 + P_2 \quad [\text{kW}] \tag{11.6}$$

unde: P_f – puterea consumată pentru învingerea forței de frecare;
P_1 – puterea consumată pentru împingerea masei de material;
P_2 – puterea necesară pentru transportul materialului de la pâlnia de alimentare până la ultima spiră a şurubului melc, necesară învingerii rezistențelor la deplasare.

$$P_f = 10^{-3}\pi\cdot D_m\cdot L\cdot p\cdot f\cdot\frac{1}{3}\cdot\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}\cdot\omega \quad [\text{kW}] \tag{11.7}$$

unde: D_m – diametrul mediu al elicei melcului [m]; $D_m = \dfrac{D+d}{2}$

L – lungimea melcului în contact cu materialul [m];

p – presiunea exercitată de material după ultima spiră a melcului [N/m^2];

f – coeficient de frecare între melc şi material;

D – diametrul exterior al elicei melcului [m];

d – diametrul arborelui [m];

ω - viteza unghiulară a arborelui melcului [rad/s]; $\omega = \dfrac{\pi n}{30}\,[\text{rad/s}]$

n - turaţia melcului [rot/min].

$$P_1 = 10^{-3}\, p \cdot A \cdot s \cdot \omega \quad [\text{kW}] \tag{11.8}$$

unde: A – proiecţia suprafeţei unei spire pe un plan perpendicular pe axa şurubului melc [m^2];

s – pasul spirei finale [m];

p – presiunea exercitată de material după ultima spiră a melcului [N/m^2].

$$P_2 = \frac{\Pi_v \cdot \gamma_m \cdot L \cdot w}{3600 \cdot 10^3} \quad [\text{kW}] \tag{11.9}$$

unde: Π_v - productivitatea volumică a alimentatorului [m^3/h];

γ_m - greutatea specifică a materialului [N/m^3];

L – lungimea melcului [m];

w – coeficient de rezistenţă la avans;

w = 2,5 – boabe de cereale; w = 2,2 –zahăr; w = 2,12 făină; w = 4 – materialeîn bucăţi (tocătură de cereale).

Căderea de presiune a aerului comprimat se face în două trepte. Prima treaptă de cădere de presiune se face în duzele din camera de amestec a alimentatorului cu şurub melc, din care aerul trebuie să iasă cu o viteză de 120-180 m/s, spre a fărâmiţa dopul de material format. A doua treaptă de cădere de presiune se face în lungul conductei de transport pneumatic.

Valoarea căderii de presiune în prima treaptă variază între (0,5 – 1).10^5 N/m^2, iar cea de a doua depinde de lungimea şi diametrul conductei, cât şi de cantitatea de material transportat. In practică, se obţin valori ale căderii de presiune pe cea de a doua treaptă cuprinse între (0,5-3).10^5 N/m^2.

Când presiunea necesară pentru învingerea rezistenţelor de pe conductă nu depăşeşte (0,6 – 1,2).10^5 N/m^2, nu se vor folosi alimentatoare cu şurub melc, ci dozatoare cu tambur, care se comportă bine şi nu necesită un consum suplimentar de energie pentru mărunţirea dopului de material.

Dacă rezistenţa ce trebuie învinsă pe conductă depăşeşte 1,2.10^5 N/m^2, se pot folosi alimentatoare cu camere în locul celor cu şurub melc. Dacă însă spaţiul de montaj nu permite acest lucru rămâne ca singură soluţie pentru alimentarea conductei, utilizarea alimentatoarelor pneumatice cu şurub melc, care au o construcţie mai simplă şi continuitate în funcţionare.

Alimentarea instalațiilor de transport pneumatic prin refulare de înaltă presiune (3-5) $.10^5$ N / m^2, se face cu alimentatorul cu cameră prezentat în figura 11.32. Acesta se compune din camera 1, în interiorul căreia se află conducta 2. Materialul este introdus în cameră prin orificiul superior închis de clapeta 3. După umplerea camerei şi închiderea clapetei, se introduce aer în cameră prin pereții poroşi din material ceramic 4. Aerul fluidifică materialul din apropierea pereților, micşorând sensibil coeficientul de frecare. Totodată, la partea inferioară a camerei este introdus aer sub presiune, prin conducta 5. Acesta împreună cu materialul aerat pătrunde în conducta 2 şi de aici este introdus în conducta de transport a instalației. Pentru ca aerul comprimat introdus în partea inferioară a camerei, să nu deplaseze material spre partea superioară, ci să-l antreneze în conducta 2, în cameră este menținută o presiune suficientă, prin introducerea de aer comprimat la partea superioară a camerei prin conducta 6. După golirea camerei se opreşte admisia aerului comprimat, se deschide clapeta 3 şi camera se umple din nou cu material. Funcționarea alimentatorului cu cameră este deci intermitentă.

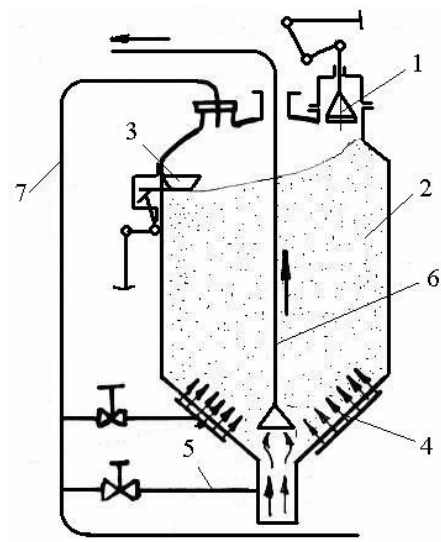


Fig. 11.32 Alimentator cu cameră

Pentru funcționarea continuă a instalației se grupează două camere în paralel, astfel încât în timpul umplerii uneia cu material, cealaltă alimentează instalația. Productivitatea alimentatoarelor cu două camere în paralel variază între 10 şi 20 t / h, pentru un diametru al camerelor de 1000 mm şi o înălțime de 2200 mm; sau 40-100 t / h, pentru un diametru de 1800 mm şi o înălțime de 3400 mm. Consumul de energie este mai mic decât la alimentatoarele elicoidale.

In figura 11.33 este prezentată schema de principiu a unui alimentator bicameră cu manevre automatizate. La pornire supapa conică 1 este deschisă şi materialul, care urmează a fi transportat, intră în camera 2 până la nivelul opritorului 3, care limitează înălțimea de încărcare. Opritorul 3 are o pâlnie care atunci când se umple cu material, înclină brațul de pârghie şi închide contactele unui întrerupător electric cu mercur. Prin aceasta se închide circuitul electric al solenoidului comutatorului electropneumatic 4, pentru poziția în care aerul de comandă sub presiune închide, cu ajutorul pistonului 5, supapa conică 6. In a celaşi timp, aerul de comandă sub presiune, cu ajutorul pistonului 7, fixează închizătorul 8 în poziție

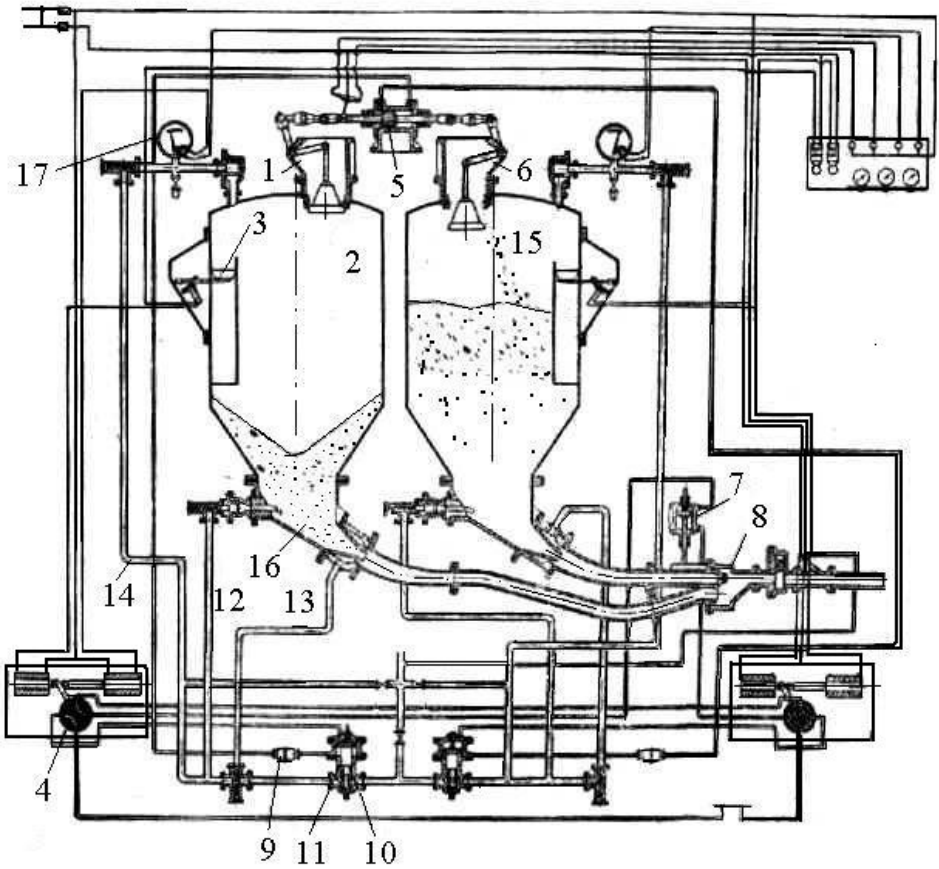


Fig. 11.33 Alimentator bicameră cu manevre automate.

“trecere” pentru conducta camerei 2, în curs de descărcare. După un timp de 15 secunde de la începerea ciclului, stabilit cu ajutorul încetinitorului 9, se deschide ventilul 10 de aer activ cu ajutorul pistonului 11.

Aerul activ intră prin conductele 12,13 şi 14 în camera 2 şi în camera de amestec 16, după care începe transportul pneumatic al materialului. La transportul materialului se formează un surplus de presiune, corespunzător cu pierderea de presiune pe conductă. Această presiune acționează asupra manometrului cu contact 17, care, în cazul căderii presiunii (ceea ce se întâmplă la o descărcare totală a camerei) închide circuitul electric al solenoidului consumatorului electropneumatic 4. Ultimul capătă poziția corespunzătoare pentru a acționa închiderea ventilului 10. Astfel se opreşte alimentarea cu aer a instalației.

In timpul descărcării camerei 2, se încarcă material în camera 15 care se umple. Productivitatea se calculează astfel încât descărcarea pneumatică pe timp de 3 min, să dureze mai puțin decât încărcarea. După descărcarea completă a unei camere, instalația rămâne în repaus până la încărcarea celeilalte camere. După umplerea camerei 15 până la nivelul opritorului, se începe un ciclu analog cu cel din camera 2.

11.3.3 Separatoare

In toate cazurile se foloseşte numai separarea uscată a materialului de aerul care a produs antrenarea. Dacă însă după separarea propriu-zisă se cere şi purificarea aerului de praf, se folosesc şi procedee de purificare umedă. Purificarea aerului poate fi impusă de: tipul instalației, condițiile de curățire.

Separatoarele pot fi gravitaționale, centrifugale, sau o combinație între ele. Separatoarele gravitaționale realizează depunerea particulelor, datorită reducerii energiei lor cinetice, pe când în cazul cicloanelor, la aceasta se mai adaugă şi efectul forței centrifuge.

In figura 11.34 se prezintă construcția ciclonului individual (a) şi respectiv a ansamblului separator – ciclon (b), utilizate pentru decantarea particulelor de material. Separarea materialului se realizează în separator, care este un recipient cilindric de diametru mare 2, astfel încât viteza curentului de aer-material scade când pătrunde în recipient până la 0,2-0,8 m / s, materialul depunându-se la partea inferioară a recipientului. Curentul de aer-material intră în separatorul 2 prin conducta 1. Materialul decantat este descărcat din separator prin roata celulară 6. Aerul cu impurități iese prin partea superioară a separatorului şi pătrunde prin conducta 4 în ciclonul 3, care are o parte cilindrică şi una conică şi poate fi montat separat sau în interiorul separatorului. Aerul pătrunde în ciclon tangențial, din care cauză apar forțele de inerție centrifugale, care împing particolele de material aflate încă în suspensie, către peretele ciclonului. Particolele de material coboară pe partea conică a ciclonului , fiind descărcate prin roata celulară 6. Aerul curățat iese din ciclon prin conducta 5.

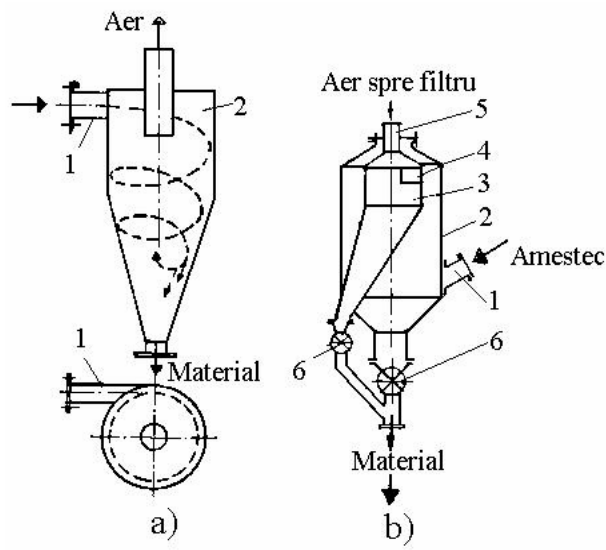


Fig. 11.34 Separatoare cu ciclon

Diametrul părții cilindrice a ciclonului are valoarea $D \approx 0{,}13\sqrt{V} \geq 0{,}3\,[\mathrm{m}]$, unde V este volumul de aer în m^3, care trece într-un minut prin ciclon. Inălțimea părții cilindrice a ciclonului este $H \approx 0{,}8D$. Diametrul orificiului de ieşire a ciclonului este

$d \approx 0{,}1 - 0{,}15[m]$. Unghiul generatoarei părții conice este $\approx 19^0$.

Curățarea aerului de particolele de apă se realizează cu ajutorul unui separator de apă, montat după filtrul umed, care este o construcție similară cu cea a ciclonului, principiul de funcționare fiind acelaşi.

11.3.4 Filtre

Metodele folosite la filtrarea aerului depind de natura şi dimensiunile particulelor şi de eficacitatea urmărită. Pentru filtrarea aerului se utilizează filtre cu saci, filtre umede, filtre cu masă ceramică, filtre electrice, filtre cu ulei.

Filtrul umed (poz.10, fig.11.3), constă dintr-un recipient cilindric vertical, umplut parțial cu apă şi o conductă verticală deschisă la partea inferioară, coborâtă sub nivelul apei. Aerul prăfuit introdus în această conductă trece prin apă. Particulele de praf rămân în apă, iar aerul curat iese în afara acesteia. Pentru a se evita antrenarea particulelor de apă de către aer, la suprafața apei este montată o plasă. Diametrul filtrului umed se adoptă astfel încât viteza aerului prin filtru să fie mai mică decât 0,3 m / s.

Cea mai răspândită construcție a filtrelor uscate este filtrul cu saci , prezentat în figura 11.35. Acesta se compune dintr-o cutie metalică 3, fixată pe cadrul metalic 16. Cutia este împărțită în mai multe camere în interiorul cărora sunt fixați sacii 4, executați din țesătură de lână de calitate superioară. Sacii sunt deschişi la partea inferioară şi închişi la partea superioară. Partea inferioară a sacilor este fixată la capacul care desparte buncărul 2 de cutia propriu zisă, iar partea superioară la suportul 5. In timpul funcționării o cameră se află în regim de scuturare a sacilor, iar celelalte în regim de filtrare. Pe rând fiecare cameră trece în regim de scuturare. In regim de filtrare, aerul pătrunde în filtru prin

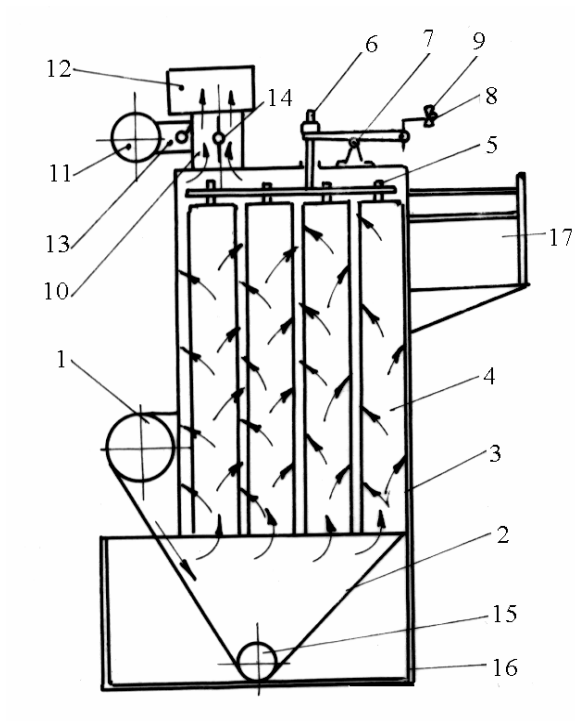


Fig. 11.35 Filtru cu saci cu scuturare şi suflare.

conducta 1 şi trece prin buncărul 2 în interiorul sacilor 4. Particulele de material sunt reținute de țesătura sacilor, iar aerul ieşind în exteriorul sacilor este aspirat prin conducta 10, în colectorul de aer filtrat12. In acest timp clapeta 14 este deschisă, iar clapeta 13 închisă. Pentru scuturare, cama 9 fixată pe axul 8, antrenată în mişcare de rotație de către mecanismul de scuturare, loveşte periodic pârghia 7, care ridică şi coboară tija 6 a suportului 5, scuturând astfel sacii. In acest timp clapeta 14 este închisă, iar clapeta 13 deschisă. Aceasta permite ca prin conducta 11 să se sufle în interiorul camerei aer curat, pentru curățare, care pătrunde în saci din exterior spre interior. Scuturarea sacilor , împreună cu curățarea lor cu aer, fac ca particulele de material să se desprindă de țesătură şi să cadă în buncărul 2, de unde sunt evacuate cu ajutorul transportorului elicoidal 15. Pentru a se putea urmări funcționarea filtrului, la partea superioară a acestuia se află pasarela 17.

Cantitatea de aer prăfuit care poate fi filtrată de un metru pătrat de suprafață filtrantă este de 120 – 150 m^3 / h. Gradul de curățare a aerului este în proporție de 97- 99 %.

11.3.5 Închizătoare

Pentru întreruperea curgerii produselor, se întrebuințează nişte dispozitive, numite închizătoare, clapete, şubere.

Cel mai des se utilizează pentru închiderea părților inferioare ale separatoarelor şi cicloanelor (dar şi pentru posibila evacuare a materialului depus),

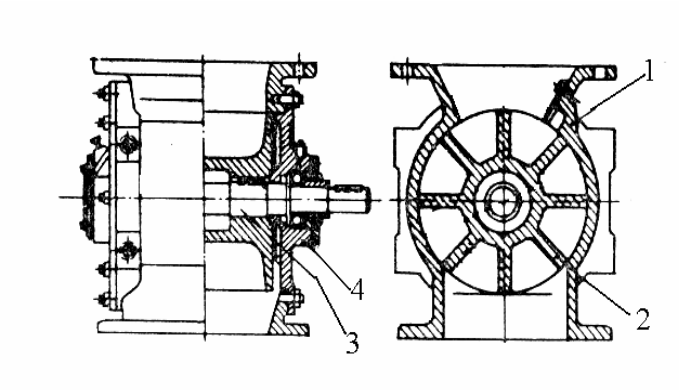


Fig. 11.36 Inchizător cu celule.

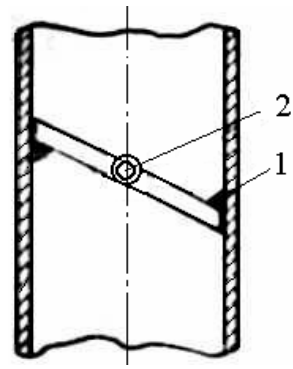


Fig. 11.37 Clapetă
1-opritor; 2-clapetă

închizătoare cu celule tip roată celulară, figura 11.36. Ele se compun dintr-un corp cilindric turnat 1, în care se roteşte un arbore 3 cu palete 2. Corpul este închis în lateral cu două capace 4, care cuprind şi lagărele arborelui. Aceste închizătoare funcționează similar alimentatorului cu celule , la presiuni de (3-5).10^3 N / m^2.

Clapetele (fig. 11.37) sunt executate din tablă de oțel de 3 mm grosime, au

forma unei plăci circulare al cărei diametru este cu un mm mai mic decât diametrul tubului în care sunt montate. Clapeta se sprijină pe nişte opritori 1, pentru a nu se înţepeni din cauza coloanei de material.

Şuberele sunt dispozitive care pot fi manevrate fie manual, fie cu servomotor. Cele manuale (fig. 11.38) sunt prevăzute cu o roată manevrată cu lanţ, care acţionează prin intermediul unei roţi dinţate, o cremalieră dispusă pe o placă metalică (paleta) ce alunecă între şanţuri, închizând sau deschizând gura pe unde cade produsul. In general, aceste şubere acţionează orizontal, iar manevrarea lor se face în plan vertical de la o distanţă de 2-3 m. Corpul şubărului şi paleta se fac din oţel.

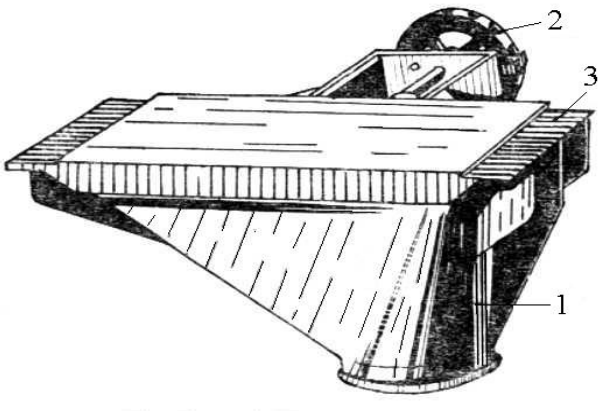


Fig. 11. 38 Şubăr cu cremalieră

Atât şuberele cât şi clapetele sunt prevăzute cu indicatoare de cursă. Pentru ca paleta şubărului să nu fie scoasă de pe glisiere, li se pun la capete nişte tampoane care ating un limitator de cursă, întrerup curentul care acţionează servomotorul şi paleta îşi întrerupe cursa. Paleta este prevăzută cu două limitatoare de cursă, unul pentru închiderea şi altul pentru deschiderea ei.

Şubărele şi clapetele sunt dispozitive pentru închiderea sau deschiderea unei singure căi de curgere. Pentru distribuirea produselor pe două sau mai multe direcţii, se întrebuinţează distribuitoarele cu două, trei, sau mai multe căi rotative.

11.3.6 Conducte de transport

Produsele sunt dirijate de la un echipament la altul, sau spre locurile de descărcare sau depozitare prin intermediul conductelor. Conductele pot fi metalice sau din materiale plastice şi pot avea secţiune rotundă sau pătrată. Cele mai avantajoase sunt conductele metalice care: sunt rezistente la uzură, sunt rezistente la foc, prezintă un pericol redus de infestare a produselor, asigură o scurgere uşoară a boabelor şi etanşeitate foarte bună. In plus, montajul lor se face uşor cu orice fel de combinaţii între tronsoane, în diferite plane, asigurând astfel o comunicare uşoară între utilaje.

Conductele de scurgere se fac de obicei cu lungimi de 1m şi 2m şi se asamblează între ele cu piese speciale numite manşoane şi coturi. Manşoanele servesc la asamblarea conductelor având axul longitudinal în prelungire şi cu acelaşi diametru. Marginile conductelor trebuie pilite pentru a nu prezenta bavuri.

Conductele se execută din țevi de oțel obişnuit sau aliat (rezistent la uzură), neferoase sau mase plastice (în funcție de abrazivitatea materialului transportat). Grosimea pereților este de 1-3 mm, pentru presiuni până la $2{,}5.10^5$ N / m^2 şi grosimi mai mari la presiuni mai ridicate. Pentru buna funcționare a instalației de transportat, pe întreg traseul trebuie să se asigure o etanşeitate perfectă. Asamblarea conductelor se face prin flanşe , cu garnituri care să asigure etanşeitatea.

Având în vedere posibilitatea de uzare a conductelor, trebuiesc luate măsuri în special în zonele de schimbare a direcției (în mod deosebit la coturi). In acest sens se pot utiliza diferite variante de coturi (fig. 11.39). Soluțiile prezentate în figura 11.39 b, c, d, s-au realizat tocmai pentru a evita scoaterea din uz a cotului în întregime, existând posibilitatea înlocuirii numai a zonei uzate. Pentru a nu avea rezistențe hidraulice mari, raza de curbură a cotului trebuie să respecte inegalitatea $R \geq 6d$, unde d reprezintă diametrul conductei. Datorită condițiilor de exploatare anumite părți ale conductei trebuie să fie flexibile.

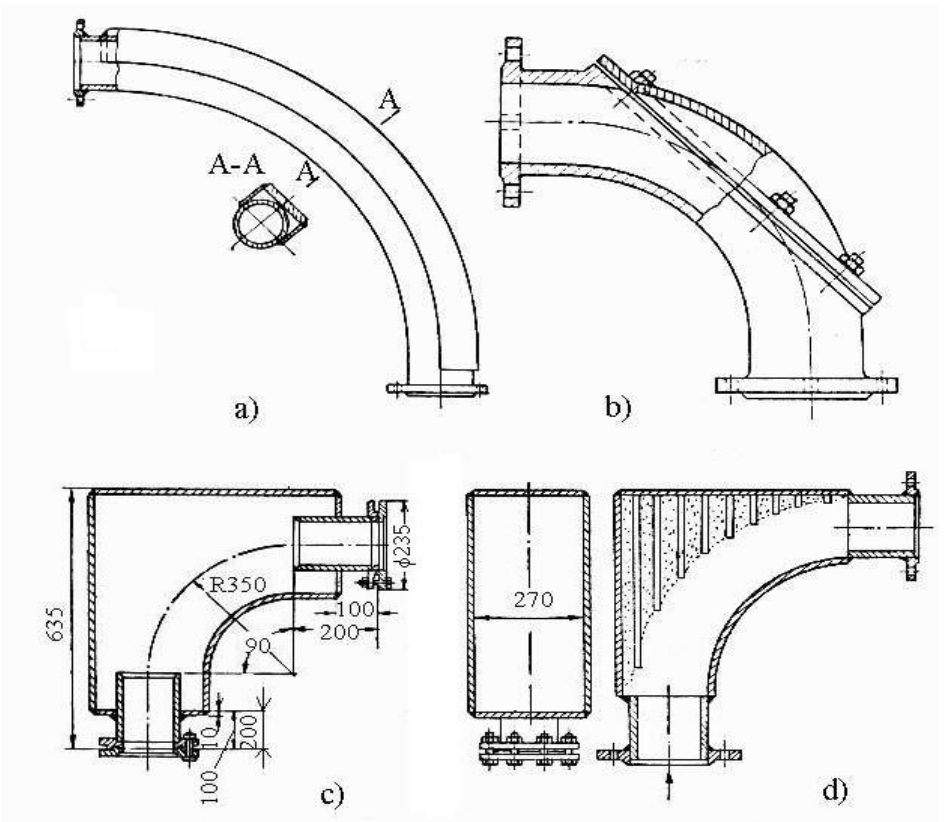


Fig. 11.39 Conducte

11.4 Elemente de calcul ale instalațiilor de transport pneumatic

Calculul unei instalații de transport pneumatic comportă determinarea vitezei şi presiunii aerului necesar pentru transport, a diametrului conductelor şi a puterii motorului necesar pentru antrenarea maşinii pneumatice. Datorită procesului complex care are loc în instalațiile de transport pneumatic, calculul acestora nu este rezolvat teoretic integral, el bazându –se pe o serie de cercetări experimentale.

11.4.1 Viteza de plutire

Viteza de plutire poate fi determinată teoretic considerând o particulă de material de diametru "*d*" şi masă "*m*", aflată în interiorul unei conducte verticale de transport pneumatic cu diametrul D_c, în care aerul circulă cu viteza v_a (fig.11.1). Se poate scrie ecuația diferențială a mişcării particulei ce se deplasează cu viteza *v*.

$$m\frac{dv}{dt} = F_d - G \tag{11.10}$$

unde: F_d - forța dinamică cu care curentul de aer acționează asupra particulei;

G - greutatea particulei.

Scrisă la echilibru relația forței dinamice va fi:

$$F_d = \psi \cdot \rho_a \cdot A(v_a - v)^2 \tag{11.11}$$

unde: ψ - coeficient care depinde de forma particulei de material şi de starea suprafeței sale;

ρ_a - densitatea aerului în [kg / m^3];

A - proiecția suprafeței particulei de material pe o direcție perpendiculară pe cea a curentului de aer, în [m^2].

In funcție de raportul între forțele F_d şi G, se deosebesc trei cazuri:

a) $F_d > G$, pentru care $\frac{dv}{dt} > 0$, particula de material se deplasează ascendent cu mişcare accelerată;

b) $F_d < G$, pentru care $\frac{dv}{dt} < 0$, accelerația este negativă, particula cade;

c) $F_d = G$, pentru care $\frac{dv}{dt} = 0$, particula se află în echilibru (în stare de repaus), dacă nu a avut o viteză inițială.

Pentru simplificare particula se consideră quasistatică cu diametrul echivalent *d*, având în ascendență viteza de plutire v_p. Scriind $v_p{}^2 = (v_a - v)^2$ şi înlocuind în relația ce dă condiția de echilibru $F_d = G$, se obține :

$$\psi \cdot \frac{\gamma_a}{g} \cdot \frac{\pi d^2}{4} v_p{}^2 = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_m \qquad (11.12)$$

unde: g - accelerația gravitațională [m /s^2] ;

γ_m - greutatea specifică a materialului [N / m^3] ;

v_p - viteza de plutire [m / s] ;

γ_a - greutatea specifică a aerului [N / m^3]; ($\gamma_a = 0{,}12 \cdot 10^2$ N / m^3).

Din relația de mai sus rezultă:

$$v_p = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot d \cdot \gamma_m}{3\psi \cdot \gamma_a}} \qquad (11.13)$$

Intrucât pentru particula de formă sferică $\psi \approx 0{,}23$, relația devine:

$$v_p = \sqrt{\frac{28{,}4 \cdot d \cdot \gamma_m}{\gamma_a}} \qquad (11.14)$$

Pentru bucățile de material cu formă oarecare se poate scrie:

$$v_p = c\sqrt{\frac{28{,}4 \cdot d \cdot \gamma_m}{\gamma_a}} \qquad (11.15)$$

unde: c - coeficient ce ține seama de dimensiunile bucăților de material, se recomandă în tabelul 11.1.

Tabelul 11.1 Valoarea coeficientului c

Mărimea bucăților de material [mm]	0,5	1	5	10	20	> 30
Valoare coeficientului “c”	1	1	0,9	0,8	0,7	0,6

In tabelul 11.5 se prezintă valori ale vitezei de plutire pentru câteva materiale.

In cazul transportului pneumatic viteza particulei va fi mai mică la începutul conductei, ea crescând pe parcurs, încât viteza necesară absorbirii particulei va fi:

$$v_{nec.} = (1{,}3 - 2{,}5) v_p \quad [\text{m / s}]$$

Viteza de lucru a aerului care trebuie să asigure deplasarea materialului, numită şi viteza de transport se stabileşte cu relaţia :

$$v_a = (2{,}5 - 3{,}5)v_p \quad [\text{m / s}]$$

Această viteză trebuie să fie între limitele : 15 m / s $\le v_a <$ 35 m / s.

La instalaţiile prin aspiraţie, viteza iniţială a aerului la intrarea în instalaţie se adoptă:

$$v_a = (2{,}5 - 2{,}8)v_p \ [\text{m /s}]$$

La instalaţiile prin refulare de joasă presiune, viteza finală a aerului, la ieşirea din instalaţie poate fi luată :

$$v_a = (1{,}1 - 1{,}4)v_p \quad [\text{m / s}]$$

Pentru materiale cu dimensiunea particulei sub 1 mm, există recomandarea ca viteza iniţială a aerului la instalaţiile prin aspiraţie şi cea finală la instalaţiile prin refulare de joasă presiune să aibă valoarea :

$$v_a = (0{,}10 - 0{,}16)\sqrt{\gamma_m} \quad [\text{m / s}]$$

iar viteza finală la instalaţiile prin refulare de presiune medie sau mare să aibă valoarea :

$$v_a = (0{,}15 - 0{,}30)\sqrt{\gamma_m} \ [\text{m / s}]$$

Viteza aerului se poate determina şi în funcţie de lungimea traseului de conducte, cu condiţia ca viteza rezultată din calcule să se încadreze în limitele:

$$15 \text{ m / s} \le v_a < 35 \text{ m / s}.$$

$$v_a = 10^{-2}\alpha\sqrt{\gamma_m} + BL_{ech.}^2 \ [\text{m / s}] \qquad (11.16)$$

unde : α – coeficient ce depinde de granulaţia particulelor de material;

B – coeficient ce depinde de starea materialului;

γ_m - greutatea specifică a materialului transportat [N/ m^3] ;

$L_{ech.}$ - lungimea echivalentă a traseului de conducte [m].

Coeficientul B se adoptă în limitele $B = (2 \div 5)\cdot 10^{-5}$, limita inferioară fiind valabilă pentru materiale uscate prăfoase. Coeficientul α se adoptă conform valorilor din tabelul 11.2.

Tabelul 11.2 Valorile coeficientului α

Granulația [mm]	0-1	1-10	10-20	40-80
Coeficientul α	10-16	16-20	20-22	22-25

Pentru transportoarele cu aspirație termenul $BL_{ech.}^2$ se neglijează, dacă lungimea L_{ech} nu depăşeşte 100 m.

Lungimea echivalentă se poate calcula cu relația :

$$L_{ech} = \sum L_H = \sum L_v + \sum L_{RL} \quad [\text{m}] \qquad (11.17)$$

unde: $\sum L_H$ - suma porțiunilor orizontale ale conductelor [m];

$\sum L_v$ - suma porțiunilor verticale ale conductelor [m] ;

$\sum L_{RL}$ - suma lungimilor echivalente ale rezistențelor locale [m].

Lungimea echivalentă a rezistențelor locale se calculează cu relația:

$$L_{Rl} = \xi \frac{d}{\mu} \frac{1}{1 + k\chi_G} \text{ [m]} \qquad (11.18)$$

unde: ξ - coeficient de rezistență locală ;

d – diametrul conductei [m] ;

μ - coeficientul de frecare al aerului ($\mu \sim 0{,}02$) ;

k - coeficient experimental, ce depinde de caracteristicile materialului şi ale instalației, (k =0,4-0,6).

χ_G - coeficient de concentrație în greutate, a amestecului aer - material.

Lungimile echivalente în metri ale coturilor de 90^0, în funcție de granulația materialului şi de raportul între raza medie de curbură R a cotului şi diametrul interior al acestuia sunt indicate în tabelul 11.3.

Tabelul 11.3 Lungimile echivalente ale coturilor

Granulația materialului	Raportul R / d			
	4	6	10	20
Material prăfos	4-8	5-10	6-10	8-10
Material granulat	-	8-10	12-16	16-20
Material mărunt	-	-	28-35	38-45
Material mediu	-	-	60-80	70-90

Valorile mai mici se referă la materiale abrazive şi la viteze de transport mai mari. Pentru unghiuri ale coturilor mai mici ca 90^0 , lungimile echivalente trebuie înmulțite cu un coeficient (M), ale cărui valori sunt prezentate în tabelul 4.4.

Tabelul 11.4 Valorile coeficientului M

φ^0	15	30	45	60	70	80
M	0,15	0,2	0,35	0,55	0,7	0,9

Pentru o ramificație cu clapetă se consideră L_{RL} = 8m. Coeficientul de rezistență locală pentru sorb poate fi luat ξ =1; iar pentru separator ξ =0,75-3, în funcție de construcția acestuia.

Tabelul 11.5 Vitezele de plutire pentru diverse materiale

Materialul	Greutatea specifică [N/m^3]	Viteza de plutire [m/s]
Grâu	8000	9,8
Orz	6500	8,7
Secară	7000	2,5
Porumb	7300	9,5
Semințe de rapiță	7300	8,2
Semințe de in	6600	5,2
Semințe de mac	5900	2,5-4,3
Semințe de bumbac	6000	9,5
Smochine uscate	4650	11,9-13,2
Cicoare neprăjită	3900	11,9-13,5
Cicoare prăjită	2900	10,5-10,8

În cazul unei conducte verticale, materialul este antrenat în sus dacă viteza aerului depăşeşte viteza de plutire a particulelor. Dacă viteza este mai mică atunci particulele nu pot fi antrenate de curentul de aer şi vin în jos.

Deosebit de importantă pentru fiecare instalație de transport pneumatic este limita de înfundare, când la o schimbare redusă a concentrației, sau la o micşorare a vitezei de transport se produce o înfundare a conductei.

Viteza optimă a curentului de aer este acea viteză care asigură transportul materialului şi nu produce înfundarea conductei.

Mărirea vitezei aerului peste punctul optim determină o creştere rapidă a consumului de putere necesar transportului pneumatic.

11.4.2 Diametrul conductelor

Buna funcționare a unei instalații de transport pneumatic depinde de dozajul amestecului aer - material transportat, caracterizat prin coeficientul de dozaj volumic, notat χ_v. Acesta se exprimă ca fiind raportul între volumul de material şi volumul de aer:

$$\chi_V = \frac{V_m}{V_a} = \frac{\Pi_m}{\rho_m}\frac{1}{Q_a} \tag{11.19}$$

.unde: Π_m - productivitatea masică [t / h] ;

Q_a - debitul de aer [m^3 / h] ;

ρ_m - densitatea materialului [t / m^3] .

Un alt parametru care caracterizează amestecul aer - material este coeficientul de dozaj în greutate (gravimetric) notat cu χ_G , precum şi coeficientul de dozaj masic notat χ_M , care se pot determina în funcție de coeficientul de dozaj volumic χ_V , cu relațiile:

$$\chi_G = \chi_V \frac{\gamma_m}{\gamma_a} \tag{11.20}$$

$$\chi_M = \chi_V \frac{\rho_m}{\rho_a} \tag{11.21}$$

unde: ρ_m - densitatea materialului ;

ρ_a - densitatea aerului .

Mărimile parametrilor definiți anterior se pot determina în funcție de valorile uzuale ale coeficientului de dozaj volumic, care se recomandă în limitele: $\chi_V = \frac{1}{250} \div \frac{1}{350}$.

Diametrul conductei se poate determina dacă se cunosc debitul şi viteza aerului. Debitul de aer necesar instalației de transport pneumatic se poate determina cu relația :

$$Q_a = k_s \frac{\Pi_m}{\rho_m}\frac{1}{\chi_v} \text{ [m}^3\text{ / h]} \tag{11.22}$$

iar diametrul conductei se poate calcula cu relația :

$$D_c \geq \sqrt{\frac{4Q_a}{3600\pi v_a}} \geq \frac{1}{53}\sqrt{\frac{Q_a}{v_a}} \quad \text{[m]} \tag{11.23}$$

unde: Q_a – debitul de aer [m^3/h] ;

v_a – viteza aerului [m/s].

11.4.3 Puterea maşinii pneumatice

In timpul deplasării, materialul şi aerul întâmpină rezistenţe statice, dinamice şi datorită frecărilor. Presiunea necesară în instalaţia de transport şi pe care trebuie să o furnizeze maşina pneumatică se determină ţinând seama de pierderile de presiune ce apar în lungul conductelor, în coturi, în trecerile de la o secţiune la alta, la dozare, la separare etc. Toate aceste căderi de presiune se determină separat, se însumează obţinându-se pierderea totală Δp.

Căderile de presiune se calculează, ţinând seama de structura traseului, de modul de funcţionare al instalaţiei (aspiraţie sau refulare), după ce traseul a fost împărţit în zone caracteristice:

a – Căderea de presiune statică datorită frecării amestecului aer – material de conductă Δp_{st} :

$$\Delta p_{st} = \frac{\lambda}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \cdot L_{ech.} \qquad (11.24)$$

unde: λ - coeficient de rezistenţă la transportul amestecului aer-material:

$$\lambda = \lambda_0 \left(1 + \varphi \cdot \chi_G\right) \qquad (11.25)$$

φ - coeficient ce depinde de debitul de aer şi diametrul conductei (fig. 11.40);

λ_0 - coeficient de rezistenţă la deplasarea aerului, similar cu coeficientul de frecare pentru aer la trecerea prin conductă μ_a (relaţia 11.26):

$$\mu_a = 0{,}111 \cdot k^{0{,}25} \qquad (11.26)$$

Starea interioară a conductei este caracterizată de coeficientul de rugozitate relativă k, ce se exprimă ca raportul între rugozitatea absolută δ şi diametrul conductei D_c.

$$k = \frac{\delta}{D_c} \qquad (11.27)$$

Mărimea rugozităţii absolute, necesară pentru determinarea coeficientului de rugozitate k se dă în tabelul 11.6.

Tabelul 11.6– Mărimea rugozităţii absolute pentru diverse conducte.

Grupa de conducte	δ[mm]
Conducte noi de oțel	0,03-0,05
Conducte de oțel întrebuințate (ruginite)	0,1-0,3
Conducte vechi, sudate sau trase din oțel, bine montate, tehnic netede, destinate pentru abur, supuse coroziunii.	0,2-0,5
Conducte pentru aer comprimat	0,8
Conducte vechi, nituite sau de fontă, pentru apă sau gaze umede	0,85
Conducte vechi, puternic corodate	1,5-3
Valoare medie pentru conducte de transport	0,5-1
Valoare medie pentru conducte de apă	0,4-1,5
Conducte noi, nituite sau de fontă, pentru apă sau gaze umede	0,5
Conducte de apă cu grad mare de rugină şi pentru gaz de cocs ruginite	1-3
Conducte noi sudate sau trase din oțel bine montate, tehnic netede, destinate pentru abur, supuse coroziunii.	0,15-0,1
Conducte noi de fontă	0,1-0,4
Conducte de fontă întrebuințate (ruginite)	1-1,5
Conducte de fontă întrebuințate uşor până la un grad mare de ruginire	1,5-3

Se poate aprecia că practic, toate conductele instalațiilor de transport pneumatic devin netede hidraulic după o perioadă de funcționare, dacă la montare nu au avut asperități prea pronunțate. Procesul de şlefuire a conductei poate dura mai mult sau mai puțin, după felul materialului care se transportă. De acest lucru trebuie să se țină seama la punerea în funcțiune a instalațiilor de transport pneumatic.

Coeficientul de rezistență λ se poate calcula şi cu relația (11.28) :

$$\lambda = \beta \cdot \chi_G \qquad (11.28)$$

unde: β - coeficient care se adoptă din figura 11.41, în funcție de mărimea:

$$S = \frac{\chi_G \cdot L_{ech} \cdot v_a^2}{D_c} \quad [\mathrm{m}^2/\mathrm{s}^2]$$

In relațiile anterioare:

γ_a - greutatea specifică a aerului [N/m^3];

v_a – viteza aerului [m/s];

D_c – diametrul conductei [m];

g – accelerația gravitațională [m/s^2];

L_{ech} – lungimea echivalentă a porțiunii drepte de conductă cu diametrul D_c

inclusiv a coturilor [m];

χ_G - coeficient de dozaj gravimetric.

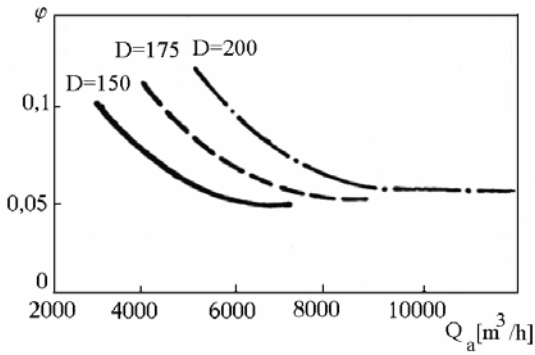


Fig. 11.40 Variația coeficientului φ în funcție de debitul de aer

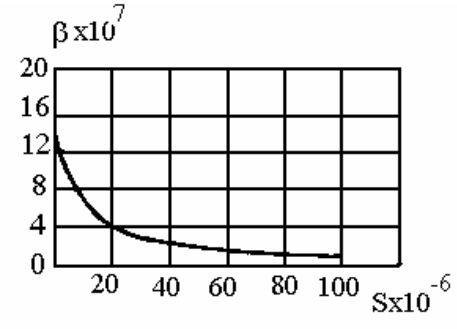


Fig. 11.41 Variația coeficientului β în funcție de parametrul S

b – Căderea de presiune datorită diferenței de nivel Δp_h:

$$\Delta p_h = \gamma_a^{'} \cdot \chi_G \cdot \sum L_v \ [\text{N/m}^2] \tag{11.29}$$

unde: $\gamma_a^{'}$ - greutatea specifică a aerului, $\gamma_a^{'}$=(0,08-0,1) $\cdot 10^2$ N/m^3- pentru instalații sau zone din instalație ce funcționează cu aspirație; $\gamma_a^{'}$=(0,16-0,2) $\cdot 10^2$ N/m^3 pentru instalații sau zone din instalație ce funcționează cu refulare;

- $\sum L_v$ - suma lungimilor tronsoanelor verticale cu acelaşi diametru (în calcule se vor considera cu valori pozitive lungimile conductelor pe care fluxul este ascendent şi cu valori negative, lungimile de conductă pe care fluxul este descendent);

c - Căderea de presiune dinamică, datorită accelerării amestecului aer-material Δp_d:

$$\Delta p_d = \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g}\left(1 + k_d \cdot \chi_G\right) \ [\text{N/m}^2] \tag{11.30}$$

unde: k_d =0,25…0,29, coeficient ce ține seama de faptul că viteza materialului este mai mică decât a aerului (valorile mai mici se iau pentru materialele pulverulente, cele mai mari pentru materiale granulare sau în bucăți).

d – Căderea de presiune datorită rezistențelor locale Δp_{RL}:

$$\Delta p_{RL} = \sum \xi \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad [\text{N/m}^2] \tag{11.31}$$

unde: $\sum \xi$ - suma rezistențelor locale, care depind de coturi, modificări de secțiune.

Rezistențele locale în conductele drepte pot produce sau nu devierea vânei de fluid. La rezistențele locale care produc devierea vânei de fluid (curbe, ramificații, robinete etc.), valoarea coeficientului de rezistența locală nu se poate determina decât pe cale experimentală. Pentru rezistențele locale la care curgerea nu-şi schimbă direcția, au fost stabilite relații care au o justificare fizică. Fenomenele de curgere şi, în consecință, pierderile de energie depind, în primul rând, de felul în care se modifică secțiunea conductei pe direcția de curgere, dacă ea creşte sau scade şi de asemenea de felul în care se produce această modificare de secțiune, dacă ea se produce brusc sau treptat.

Pentru cazul cotului simplu (fig. 11.42) şi cotul dublu (fig.11.43 a şi b), valorile respective pentru coeficientul ξ se iau din tabelul 11.7, respectiv tabelul 11.8 şi tabelul 11.9.

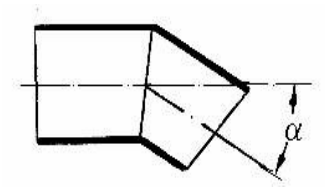
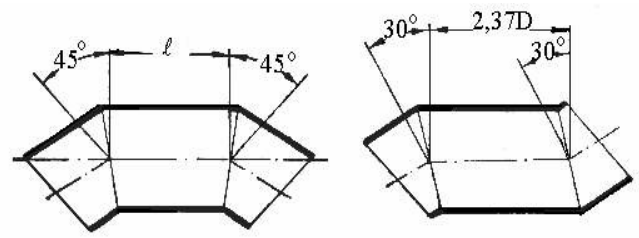


Fig. 11.42 Cot simplu de conductă



a) b)

Fig. 11.43 Coturi duble de conductă

Tabelul 11.7 Coeficientul ξ pentru coturi simple

α [grade]	22,5	30	45	60	90
ξ	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13

Tabelul 11.8 Coeficientul ξ pentru coturi duble (fig. 11.43a)

l/D_c	0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	6,28
ξ	0,51	0,51	0,33	0,28	0,29	0,36	0,4

Tabelul 11.9 Coeficientul ξ pentru coturi duble (fig. 11.43 b)

l/D_c	1,23	1,67	2,37	3,77
ξ	0,16	0,16	0,14	0,16

Datele din aceste tabele sunt recomandate pentru conducte "netede hidraulic" după Hütte, iar pentru cazul conductelor rugoase aceste valori se înmulțesc cu $(\delta\, v)^{0,25}$.

Pentru cazul curbelor cu secțiune circulară, compuse din doi, trei sau patru segmenți, valoarea lui ξ se poate determina cu ajutorul nomogramei din figura 11.44. Pentru același tip de curbe valoarea coeficientului de rezistență locală ξ se poate lua după Hütte din tabelul 11.10, determinat pentru *Re*=225000 şi o conductă netedă. Pentru conductele rugoase valoarea din tabel se înmulțește cu $(\delta\, v)^{0,25}$.

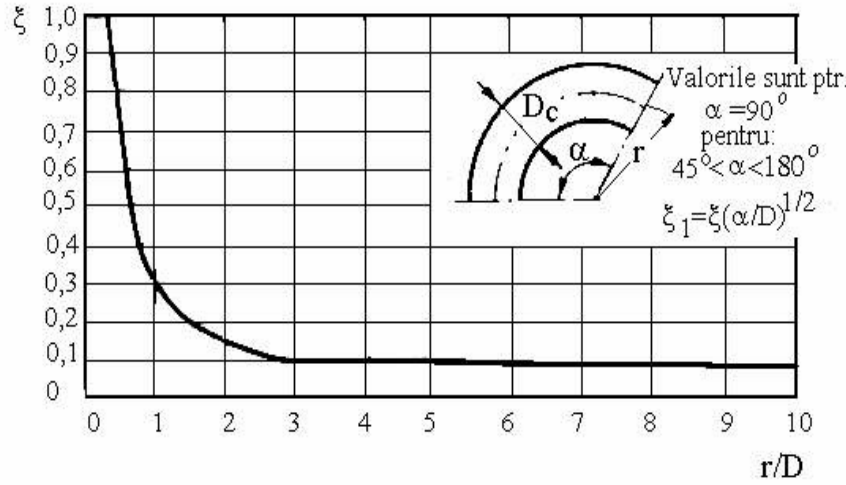


Fig. 11.44 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru curbele cu secțiune circulară compuse din segmenți

Tabelul 11.10 Coeficientul ξ pentru coturi în funcție de R/D_c și α

R/D_c / α [grade]	1	2	4	6	10
15	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
22,5	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
45	0,14	0,09	0,08	0,075	0,07
60	0,19	0,12	0,10	0,09	0,07
90	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11

Observație: R- raza de racordare a curbei, D_c – diametrul conductei și α – unghiul care delimitează curba.

Pentru conductele cu ramificații, valorile coeficientului de rezistență locală ξ sunt prezentate în tabelul 11.11, pentru variantele prezentate în figura 11.45.

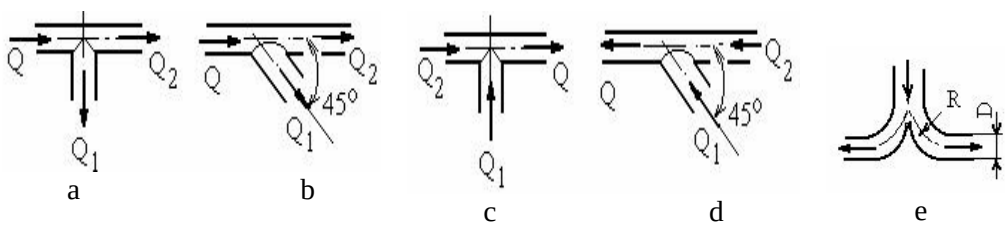


Fig. 11.45 Variante constructive ale ramificațiilor: a, b-cu separare; c, d-cu împreunare

Tabelul 11.11 Coeficientul ξ pentru ramificații, figura 11.45

$\frac{Q_1}{Q_2}$	Figura a		Figura b		Figura c		Figura d		Figura e	
	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	R/D	ξ
0	0,95	0,04	0,9	0,04	1,2	0,04	0,92	0,04	0,5	1,1
0,2	0,88	0,08	0,68	0,06	0,4	0,17	0,38	0,17	1,00	0,4
0,4	0,89	0,05	0,50	0,04	0,08	0,30	0,00	0,19	1,50	0,25
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07	0,47	0,41	0,22	0,09	2,00	0,2
0,8	1,1	0,21	0,35	0,20	0,72	0,51	0,37	0,17		
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33	0,91	0,60	0,37	0,54		

In cazul modificării secțiunii, diferența între presiunile statice înainte şi după schimbarea de secțiune depinde de pierderea de presiune şi de diferența dintre viteze. Problema raportării lui ξ la diametrul conductei din amontele sau avalul rezistenței locale, trebuie rezolvată pentru fiecare caz în parte. La trecerea fluidului dintr-o conductă cu secțiune mai mare într-o conductă cu secțiune mai mică, se produce o contracție, a cărei valoare depinde nu numai de felul cum sunt rotunjite muchiile, ci şi de raportul secțiunilor de curgere.

Dacă secțiunea creşte în sensul curentului de aer se obține un difuzor, dacă însă secțiunea scade în sensul curentului de aer se obține un confuzor.

Determinarea coeficientului de rezistență locală ξ se poate obține cu ajutorul nomogramei din figura 11.46; pentru difuzoarele cu secțiune circulară se foloseşte curba I, pentru cele cu secțiune patrată, curba II.

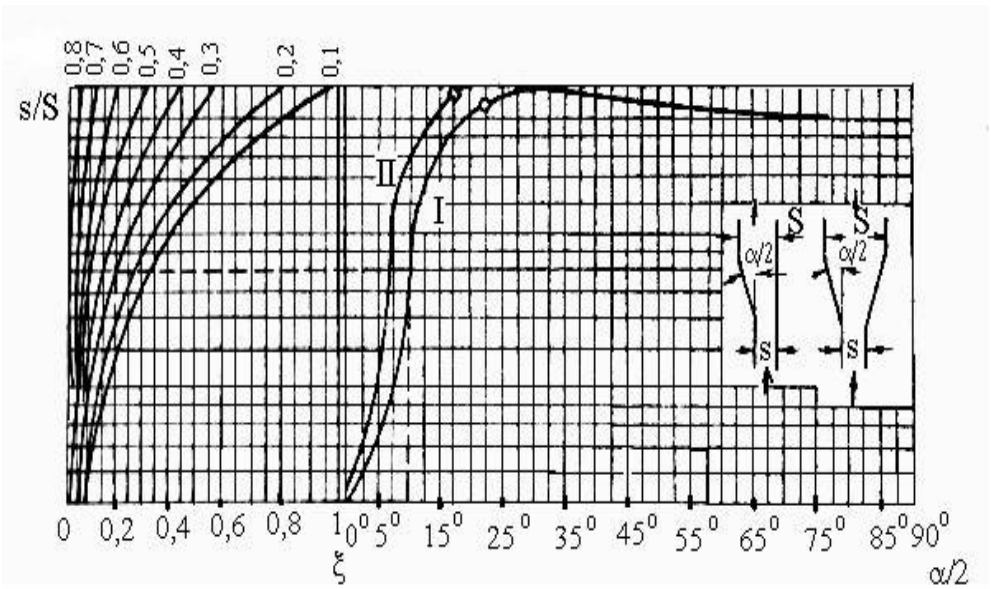


Fig. 11.46 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru difuzoare

Determinarea coeficientului ξ pentru calculul pierderilor de presiune locale în confuzor se poate face cu ajutorul nomogramei din figura 11.47.

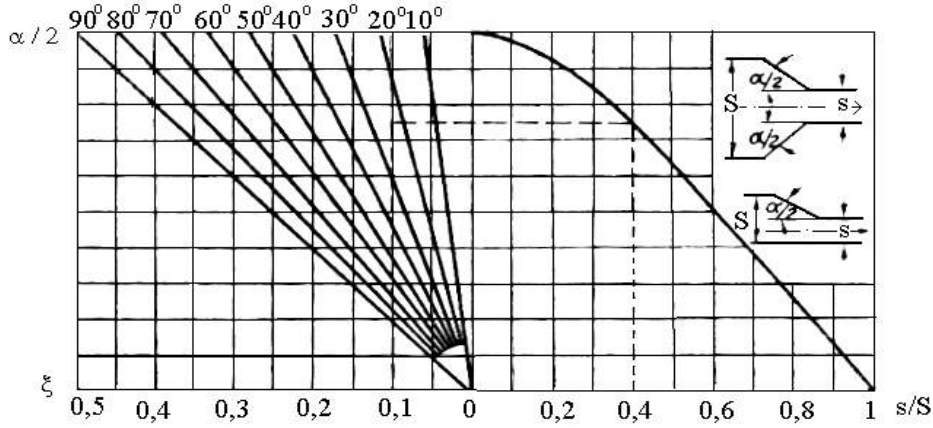


Fig. 11.47 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru confuzoare

e – Căderea de presiune datorită rezistențelor locale din alimentator, se poate calcula cu relatia (11.32) în funcție de coeficientul de rezistență locală a tipului de alimentator, sau se adoptă în limitele $(0,2\ldots0,5)\cdot10^5$ N/m^2.

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\gamma_a v_a^2}{2g} \quad [\text{N/m}^2] \tag{11.32}$$

Pentru cazul când materialul se introduce printr-un ştuț perpendicular pe axa conductei, ξ = 0,552 stabilit experimental, se admite că influența materialului se poate neglija, datorită vitezei reduse pe care o are în această zonă.

f - Căderea de presiune datorită rezistențelor în separator Δp_s :

$$\Delta p_s = \left(\xi + 0{,}7 \cdot \chi_G\right) \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad [\text{N/m}^2] \tag{11.33}$$

unde: ξ - coeficient de pierdere de presiune, ξ = 1,5-2,5 (se adoptă ξ =2);

v_a - viteza aerului [m / s], după cum zona este cu aspirație sau refulare.

g - Căderea de presiune datorită rezistențelor în ciclon Δp_c :

$$\Delta p_c = \xi \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad [\text{N/m}^2] \tag{11.34}$$

unde: ξ - coeficient de pierdere de presiune, ξ = 1,5-2,5 (se adoptă ξ =2,5);

h - Căderea de presiune datorită rezistențelor în filtru Δp_f , se recomandă pe baze experimentale, Δp_f =590-785 N / m^2 (se adoptă Δp_f = 600 N / m^2).

Ținând seama şi de pierderile de presiune neprevăzute, se introduce un coeficient de pierderi k_p =1,1-1,25, astfel încât căderea de presiune reală [N/m^2] devine:

$$\Delta p_{real} = k_p \left(\Delta p_{st} + \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_{RL} + \Delta p_{a\,\text{lim}} + \Delta p_s + \Delta p_c + \Delta p_f + 10^5 \right) \tag{11.35}$$

Puterea necesară antrenării maşinii pneumatice care creează diferența de presiune între extremitățile instalației va fi:

$$P_{nec} = k_s \frac{Q_a \cdot \Delta p_{real}}{3600 \cdot \eta \cdot 10^3} \text{ [kW]} \tag{11.36}$$

unde: Q_a - debitul de aer necesar efectuării transportului [m^3 / h] ;

Δp_{real} - căderile de presiune din instalatie[N / m^2] ;

η - randamentul transmisiei mecanice de la motorul electric la maşina pneumatică;

k_s - coeficient de corecție, ține seama de rezistențele suplimentare, k_s = 1,2.

12. INSTALAȚII DE HIDROTRANSPORT

12.1 Particularități privind instalațiile de hidrotransport

Hidrotransport - transportul materialelor solide acumulate în curenții de apă prin conducte şi canale.

Din punct de vedere hidraulic curgerea realizată constituie o mişcare a unui fluid bifazic, solid - lichid, în care particulele solide sunt antrenate şi suspensionate în apă. Acest fluid bifazic poartă diferite denumiri cu caracter regional: tulbureală, şlam, pulpă, fiind vorba de un amestec între apă şi particulele solide. O denumire generală care i se poate atribui este aceea de hidroamestec.

In funcție de starea naturală şi de proveniența lor, materialele hidro-transportate se împart în următoarele categorii :

- materiale ce se prezintă sub formă granulară;
- materiale ce se prezintă sub formă de bucăți sau bulgări;
- materiale reziduale.

Experimental s-a constatat că hidrotransportul este optim, realizându-se cu cost scăzut, pentru particule solide cu diametrul mediu cuprins între 0,01 mm şi 0,2 mm. Peste această valoare cheltuielile de exploatare cresc rapid, stabilizându-se pentru particule cu diametru mai mare ca 10 mm.

Principalele avantaje ale instalațiilor de hidrotransport sunt:

- economice: randamente energetice globale de transport superioare celor realizate prin alte sisteme; productivitate ridicată a muncii; instalații simple din punct de vedere constructiv; costuri de transport scăzute; se evită pierderea materialelor utile, gata preparate; siguranță în exploatare;
- ecologice: evită poluarea mediului ambiant cu substanțe chimice, sistemul de transport fiind închis între locul de producere şi cel de livrare sau depozitare;

- sanitare: realizează protecția personalului de exploatare.

Dezavantajele pe care le prezintă sunt următoarele:

- uzura prin abraziune a pompelor din instalații, urmată de scăderea drastică a performanțelor lor;
- în cazul unei proiectări sau execuții greşite, ca şi al unei exploatări necorespunzătoare a instalațiilor de hidrotransport se produce înfundarea conductelor sau uzura lor rapidă.

Cu toate dezavantajele pe care le prezintă aceste instalații, avantajele au pondere mult mai mare, având în vedere că proiectarea, execuția sau exploatarea corectă elimină dezavantajele prezentate.

Regimurile de curgere depind de viteza medie a hidroamestecului v_h [m / s], definită ca raportul între debitul volumic de hidroamestec Q_{am} [m^3 / s] şi aria secțiunii de curgere S [m^2] . Regimurile de curgere studiate experimental pentru conducte orizontale, înclinate şi verticale se clasifică după cum urmează :

Regimurile de curgere în conducte orizontale pot fi:

a) **sub formă de suspensie omogenă,** ce se realizează la valori mari ale vitezei hidroamestecului şi dimensiuni mici ale particulelor solide, sub 0, 04 mm; distribuția particulelor este cvasiuniformă atât în secțiune cât şi de – a lungul axului conductei, iar profilul transversal de viteze este cvasisimetric. Acest regim oferă siguranță maximă din punct de vedere al evitării înfundării conductei, dar din cauza consumului mare de energie specifică şi a uzurilor puternice ale tubulaturii, datorate vitezelor mari, utilizarea lui este contra indicată în instalațiile de hidrotransport.

b) **sub formă de suspensie eterogenă,** se realizează la viteze mai mici ale hidroamestecului, sau pentru dimensiuni mai mari ale particulelor solide (0,04-0,15 mm) şi se caracterizează prin repartiția neuniformă ale particulelor solide, toate fiind în suspensie cu concentrație sensibil mai mare la partea inferioară a conductei şi deplasarea vitezei maxime a hidroamestecului deasupra axului conductei. Acesta este regimul de lucru cel mai indicat în instalațiile de hidrotransport, realizându-se consumuri minime la energia specifică de transport.

c) **cu depuneri cu pat mobil,** ce se realizează pentru viteze şi mai mici ale amestecului, sau pentru dimensiuni ale particulelor cuprinse între 0,15 şi 1,5 mm şi se caracterizează prin faptul că toate particulele sunt antrenate într-o mişcare sau de alunecare , sau de rostogolire pe fundul conductei, iar distribuțiile de viteză şi de concentrație sunt puternic asimetrice. Practic acest regim trebuie evitat, deoarece implică pe lângă o uzură pronunțată a conductei, un consum sporit de energie.

d) **cu depuneri cu pat stabil,** ce se realizează la viteze şi mai mici ale hidro-amestecului, când energia transmisă de fluid stratului de solid târât nu mai este suficientă pentru menținerea acestuia în mişcare. Acest regim deşi protejează conducta

împotriva uzurii, este total contra indicat fiind instabil şi necesită consum maxim de energie pentru transport.

Regimurile de curgere în conducte înclinate sunt asemănătoare celor prezentate anterior cu observația că pot apare diferențieri după cum conducta este ascendentă sau descendentă în sensul curgerii hidroamestecului.

Regimurile de curgere în conductele verticale se realizează în condiții hidraulice mai simple decât în cazul conductelor orizontale. Astfel pentru viteze la care în conducta orizontală curgerea este cu pat stabil, majoritatea particulelor fiind depuse, în conducta verticală se produce transportul întregului material solid, chiar şi în cazul curgerii ascendente. Totodată în cazul curgerilor verticale se manifestă pregnant fenomenul de alunecare, adică existența unei viteze relative între particulele solide si de lichid.

12.2 Tipuri de instalații de hidrotransport

Clasificarea instalațiilor de hidrotransport se face pe baza următoarelor criterii:

Circuitul parcurs de hidroamestec. Din acest punct de vedere instalațiile pot fi:

- cu circuit închis, cum sunt cele ce deservesc un flux tehnologic ;
- în circuit deschis, cum sunt cele care asigură evacuarea rezidurilor rezultate din activitatea industrială.

Furnizorul de energie poate fi:

- înălțimea geodezică existentă şi în acest caz hidrotransportul se face gravitațional prin conducte sau canale;
- un echipament hidromecanic care transformă energia electrică succesiv în energie mecanică şi hidraulică necesară efectuării hidrotransportului;

Modul de transmitere a energiei hidraulice materialului solid impune împărțirea sistemelor de hidrotransport în:

- instalații în care hidroamestecul trece integral sau parțial prin echipamentul electromecanic format, fie din una până la cinci pompe de hidroamestec montate în tot atâtea stații de pompare înseriate direct sau cu bazine intermediare, fie dintr-o pompă de apă curată şi un ejector.
- instalații în care hidroamestecul nu trece prin echipamentul furnizor de energie pentru transport, care este un compresor sau o pompă de apă curată mono sau multietajată.

Debitul de hidroamestec care trebuie transportat poate fi:

- constant, caz întâlnit frecvent în procesele tehnologice (circuite închise);

- variabil în limite foarte largi cuprinse între debitul de calcul şi a patra parte din valoarea lui.

Traseul rețelei de hidro transport poate fi:

- suprateran (cazul cel mai frecvent);
- subteran, acest tip de rețea trebuie să prezinte maximum de siguranță în funcționare, deoarece orice avarie în subteran pe lângă complicațiile tehnologice poate pune în pericol şi viața oamenilor.

Cantitățile de material transportat şi distanțele de transport sunt atât de variate, încât o clasificare din acest punct de vedere greu se poate face.

12.3 Destinația şi construcția instalațiilor de hidrotransport

12.3.1 Instalație de hidrotransport. Prezentare generală

In figura 12.1 este prezentată schema unei instalații de hidrotransport , pentru transportul sfeclei din câmp la o fabrică de zahăr.

Alimentarea instalației de hidrotransport cu sfeclă se realizează cu ajutorul unui transportor (fig.12.2), instalat pe un tractor sau pe un escavator şi lucrează asemenea unui screper. In acest caz, pătrunde mai puțin pământ în instalația de hidrotransport. Tractorul sau escavatorul se deplasează între grămezile de sfeclă ca să preîntâmpine zdrobirea sfeclei sub şenile.

Pentru reglarea intrării sfeclei în fabrică se utilizează regulatoare cu arbore vertical sau orizontal. Regulatoarele lasă să treacă apa, dar opresc surplusul de sfeclă peste cel normal, necesar procesului tehnologic. Regulatorul cu arbore vertical se prezintă ca o roată hexagonală, executată din bare de oțel, care are şase spițe (fig.12.3 a). Diametrul roții are 1m, înălțimea peretelui 800mm. Arborele este pus în mişcare de un motor de 1,5kW. Reglând turația arborelui se reglează admisia sfeclei în fabrică. Barele se aşează astfel încât axul lor să treacă prin marginea pereților de tablă a instalației de transport hidraulic.

Regulatorul cu arbore orizontal se compune dintr-un disc 2 fixat pe arborele 3, pe disc fiind fixată prin sudare grebla 1 (fig.12.3b). Arborele este pus în mişcare de un electromotor cu puterea de 1,5 kW. Modificând numărul de turații ale discului de la 2 la 4 pe minut, se reglează admisia sfeclei în fabrică. Diametrul discului este de 3m. Pe lungimea zonei de alimentare cu sfecla, începând de la peretele stației de spălare se instalează după fiecare 25-35 m, închizătoare sub formă de grilaj. Ele sunt destinate pentru întreruperea alimentării cu sfeclă pe lungimea instalației de transport. In figura 12.4 este prezentat un închizător, a cărui pârghie 1 este legată la grătarul 3.

1 - zona de depozitare a sfeclei în câmp;
2 - conducte de transport în câmp;
3 - căi de acces;
4 - conducte de transport de colectare;
5 - zonă de spălare;
6 - cale ferată pentru aducerea sfeclei la spălare;
7 - căi de acces în zona de spălare;
8 - stație intermediară de ridicare a sfeclei transportate;
9 – conducte principale de hidro transport;
10 – clădire cu instalații de captare a nisipului, pietrelor, paielor şi a altor impurități;
11 – corp principal al fabricii de zahăr.

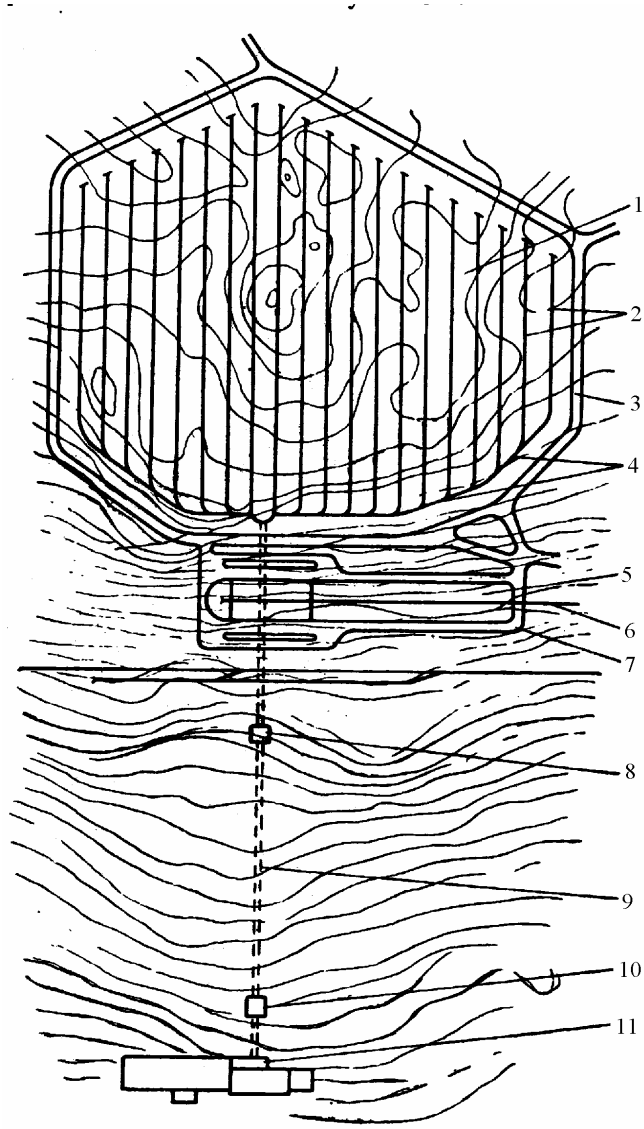


Fig. 12.1 Instalație de hidrotransport pentru sfeclă

Pârghia se rotește în jurul axului 2. In partea superioară a pârghiei este aşezat inelul 4, de care este fixată o bucată de cablu. Acest cablu se cuplează cu un alt cablu care se înfăşoară pe o tobă, iar la capătul său se fixează o sarcină, a cărei greutate proprie echilibrează închizătorul. Pentru a întrerupe alimentarea cu sfeclă cablul se înfăşoară pe toba troliului, sarcina coboară , iar închizătorul coboară sub acțiunea propriei sale greutăți.

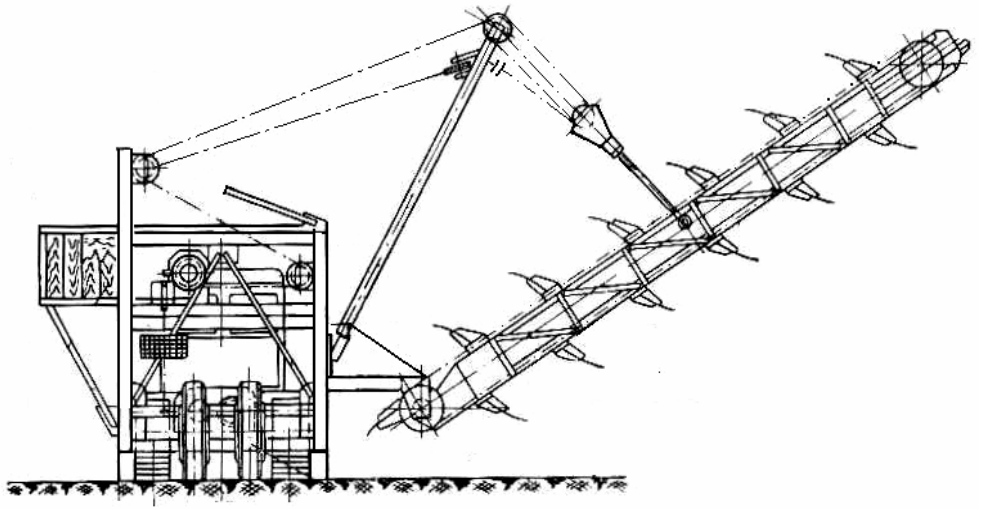


Fig.12.2 Instalație de alimentare mobilă.

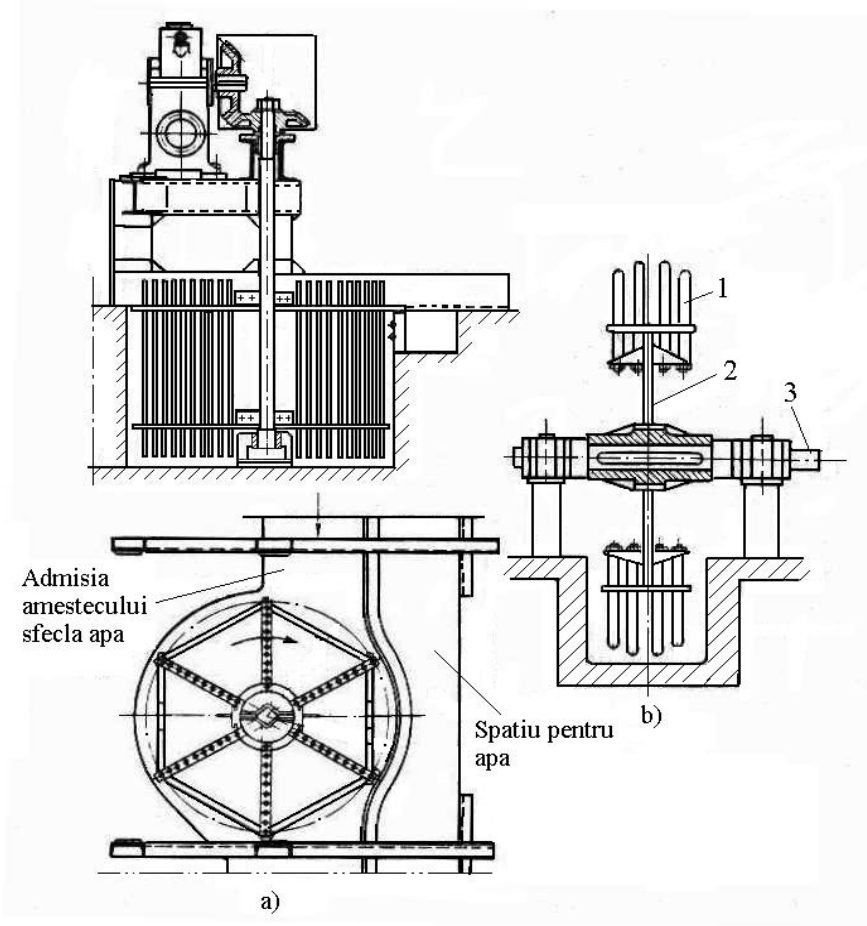


Fig. 12.3 Dozatoare

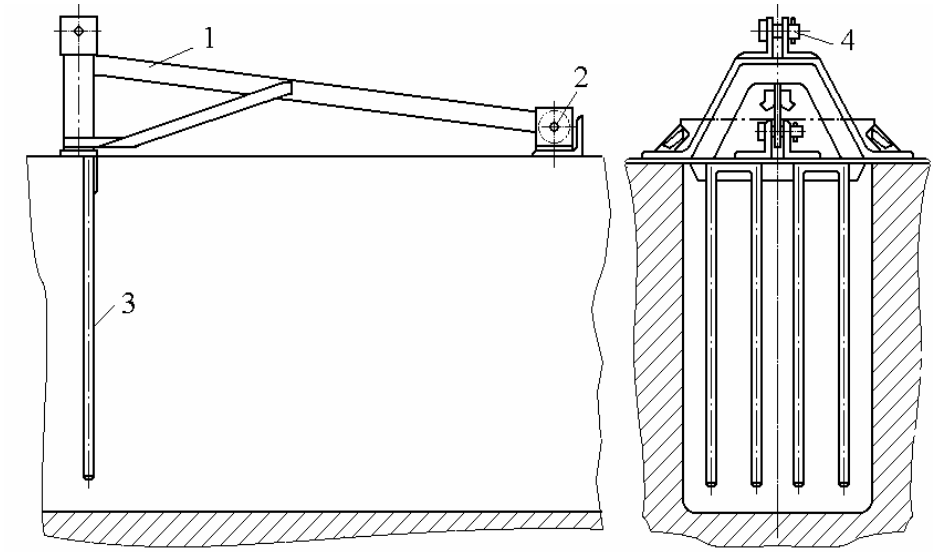


Fig. 12.4 Inchizător

12.4 Elemente de calcul în hidrotransport

Productivitatea instalației de hidrotransport se poate aprecia în funcție de mărimea debitului amestecului, care se poate determina cu relația:

$$Q_{am} = S \cdot v \quad \left[\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\right] \tag{12.1}$$

$$Q_{am} = Q_a + Q_m = Q_m\left(1 + \frac{Q_a}{Q_m}\right) = Q_m\left(1 + k_v\right) \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{s}] \tag{12.2}$$

unde: Q_{am} - debitul volumic al amestecului (volumul de amestec pe secundă) [m^3/s] ;

Q_a - debitul volumic de apă [m^3/s] ;

Q_m - debitul volumic de material [m^3/s] ;

S - secțiunea transversală prin jgheab [m^2] ;

v - viteza curentului în jgheab [m / s] ;

k_v - coeficientul concentrației volumice .

Din relația (12.2) se poate scoate debitul volumic de material transportat :

$$Q_m = \frac{Q_{am}}{1 + k_v} \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{s}] \tag{12.3}$$

Dacă se înmulțește în ambii membri cu $\rho_m \left[\text{kg/m}^3\right]$, care reprezintă densitatea materialului, se obține masa de material transportată pe secundă sau debitul masic q_m:

$$q_m = Q_m \cdot \rho_m = \frac{S \cdot v}{1 + k_v} \cdot \rho_m \quad [\text{kg/s}] \tag{12.4}$$

Secțiunea conductei se poate determina cu ajutorul relației de mai jos:

$$S = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1 + k_v}{v} \quad [\text{m}^2] \tag{12.5}$$

Un alt parametru care poate fi definit este concentrația masică k_m, care se exprimă prin relația :

$$k_m = \frac{q_a}{q_m} = \frac{Q_a}{Q_m} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} = k_v \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} \tag{12.6}$$

unde : ρ_a - densitatea apei [kg/m^3] , ρ_a =1000 [kg/m^3]; q_a - debitul masic al apei.

Se poate scrie :

$$k_m = k_v \cdot \frac{1000}{\rho_m} \quad \text{sau} \quad k_v = 0{,}001 k_m \cdot \rho_m \tag{12.7}$$

Coeficientul concentrației masice depinde de raza hidraulică *R* şi de înclinarea i [mm / 1 m] , precum şi de condițiile de exploatare a transportorului. Raza hidraulică *R* reprezintă raportul între secțiunea udată şi perimetrul acesteia . Pentru condiții normale concentrația masică k_m , poate fi determinată cu relația empirică :

$$k_m = \frac{10{,}26 - 54R + 134R^2}{0{,}573 + 0{,}082\, i - 0{,}0018\, i^2} \tag{12.8}$$

Coeficientul concentrației masice pentru transportul sfeclei este $k_m = 4 - 7$; pentru cartofi $k_m = 6 - 8$.

Pe baza relațiilor anterioare se poate determina secțiunea transversală a jgheabului:

$$S = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{v} \quad \left[\text{m}^2\right] \tag{12.9}$$

sau

$$S = Q_m \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_q \cdot \rho_m}{v} \quad \left[\text{m}^2\right] \tag{12.10}$$

Suprafața udată a secțiunii S = 0,5-0,75 din suprafața secțiunii transversale a jgheabului. Înălțimea secțiunii udate a jgheabului $h = \frac{S}{b}$, unde *b*, reprezintă lățimea jgheabului.

Viteza curentului de amestec în jgheab se poate determina cu relația :

$$v = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{S} = Q_m \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{S} \quad \left[\text{m/s}\right] \tag{12.11}$$

Forțele ce acționează asupra particulei.

La căderea liberă a particulelor de material în apă, pe măsura creşterii vitezei de cădere, cresc forțele de rezistență ale mediului şi se poate întâmpla ca forțele de greutate ale particulelor să egaleze rezistența mediului. În acest caz particulele încep să se mişte uniform cu curentul. Viteza de cădere a particulelor corespunzătoare acestei situații se numeşte viteză de decantare. La căderea liberă a corpului, lichidul manifestă o rezistență ce se determină în toate cazurile pe baza relației lui Newton :

$$W = \mu_1 \cdot \eta \cdot d \cdot u + \mu_2 \cdot \rho_a \cdot d^2 \cdot u^2 \quad \left[\text{N}\right] \tag{12.12}$$

unde: μ_1 şi μ_2 - coeficienți de rezistență la mişcare (coeficienți de frecare la trecerea

particulei de material prin curent;

η - vâscozitate dinamică a fluidului [N. sec. / m^2] ;

u - viteza de cădere liberă a particulei în raport cu fluidul [m / s] ;

ρ_a - densitatea fluidului [kg / m^3] ;

d – diametrul redus al particulei [m] .

Primul termen reprezintă rezistențe ce depind de forțele de frecare din interiorul fluidului, iar al doilea termen reprezintă rezistențele hidraulice.

La viteze mici de mişcare predomină rezistențele datorită frecării din interiorul fluidului; la viteze mai mari de frecare, din contră, predomină rezistențele hidraulice. Astfel dacă în timpul hidrotransportului apare regimul turbulent, se neglijează în expresia de mai sus primul termen şi notând $\mu_2 = \mu$ se obține forța ce reprezintă rezistența fluidului la căderea liberă a particulei, dată de relația :

$$W = \rho_a \cdot \mu \cdot d^2 \cdot u^2 \quad [\mathrm{N}] \tag{12.13}$$

Ecuația hidrodinamică de bază a căderii libere a particulei (în direcție perpendiculară pe curent), poate avea forma:

$$\frac{G_1}{g} \cdot a = G_1 - F_A - W \tag{12.14}$$

unde: G_1 - greutatea particulei [N] ;

$a = \dfrac{du}{dt}$ - accelerația în direcție perpendiculară pe curent [m/s^2] ;

F_A - greutatea volumului de lichid dislocuit de particulă [N].

Considerând că particula are o formă cvasisferică, se poate scrie:

$$G_1 = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_m \tag{12.15}$$

$$F_A = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_a \tag{12.16}$$

unde: γ_m - greutatea specifică a particulei de material [N/m^3] ;

γ_a - greutatea specifică a fluidului de lucru (apei) [N/m^3] .

d – diametrul redus al particulei [m] .

Prin înlocuirea acestor mărimi în relația (5.14), se obține expresia :

$$\frac{\pi \cdot d^3 \gamma_a}{6g} \cdot \frac{du}{dt} = \frac{\pi \cdot d^3}{6}(\gamma_m - \gamma_a) - \frac{\mu \cdot \gamma_a \cdot d^2 \cdot u^2}{g} \qquad (12.17)$$

In condițiile căderii libere a corpului $\frac{du}{dt} = 0$, se poate scrie :

$$\frac{\pi \cdot d^3}{6}(\gamma_m - \gamma_a) - \frac{\mu \cdot \gamma_a \cdot d^2 \cdot u^2}{g} = 0 \qquad (12.18)$$

de unde :

$$u = \sqrt{\frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6\gamma_a \cdot \mu}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\rho_m - \rho_a)}{6\rho_a \cdot \mu}} \quad [\text{m/s}] \qquad (12.19)$$

unde: g - accelerația gravitațională [m/s^2] ;

ρ_m - densitatea materialului [kg/m^3] ;

ρ_a - densitatea fluidului de lucru (apei) [kg/m^3] .

Se notează $\varphi = \sqrt{\frac{\pi \cdot g}{6\mu}}$ şi se aduce expresia de mai sus la forma :

$$u = \varphi \sqrt{\frac{d(\rho_m - \rho_a)}{\rho_a}} \quad [\text{m/s}] \qquad (12.20)$$

Pentru hidrotransport se poate lua $\rho_a = 1000$ kg/m^3, iar relația (12.20) devine:

$$u = \varphi \sqrt{\frac{d(\rho_m - 1000)}{1000}} \quad [\text{m/s}] \qquad (12.21)$$

Coeficientul φ depinde de forma corpului şi poate avea diferite valori :

$\varphi = 55$ (sferă), $\varphi = 32{,}6$ (cub), $\varphi = 27{,}3 - 35{,}7$ (corp rotund), $\varphi = 19{,}2 - 25$ (corp plat), $\varphi = 23{,}7 - 26$ (corp alungit) .

Formulele reduse pentru viteza de decantare corespund depunerii izolate a particulelor de material una pe cealaltă cu condiția ca $\rho_m \rangle 1000$ kg / m^3.

Determinarea prin metode analitice a vitezei de decantare în zonele îngustate este greu de realizat, de aceea se utilizează o dependență empirică de forma :

$$u' = u\left[1 - \left(\frac{d}{b}\right)^2\right] \quad [\text{m/s}] \qquad (12.22)$$

unde: d – diametrul redus al particulei;

b – lățimea sau diametrul jgheabului, dacă acesta este circular.

Asupra particulei care se deplasează pe fundul jgheabului acționează următoarele forțe (fig.12.5) :

- G_0 - reprezintă diferența între forța de greutate a particulei şi forța de greutate a volumului de apă dislocuit de particulă;

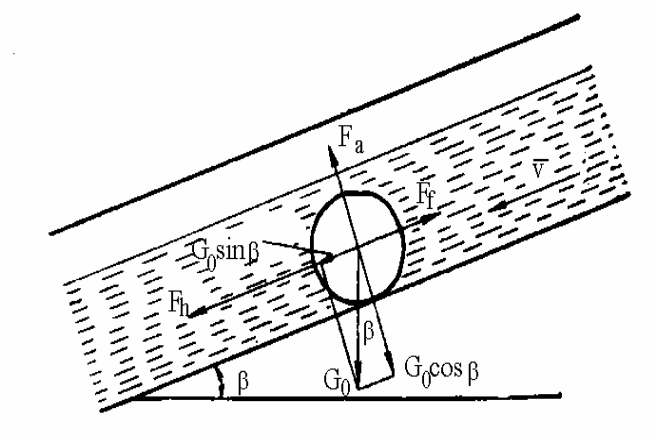


Fig. 12.5 Forțele ce acționează asupra

- $G_0 \sin\beta$ - componenta forței G_0 după direcția de curgere;
- $G_0 \cos\beta$ - componenta forței G_0 după direcție perpendiculară pe direcția de curgere;
- F_h - forța dată de presiunea hidrodinamică după direcția de curgere a curentului, a cărei expresie este :

$$F_h = \mu(v - v_m)^2 \cdot d^2 \cdot \rho_a \qquad (12.23)$$

unde: v - viteza curentului [m/s];

ρ_a - densitatea apei [kg/m^3];

v_m - viteza particulei de material [m/s];

μ - coeficient de rezistență la deplasarea particulei în curent.

La aşezarea particulei pe fundul jgheabului imobil, expresia forței date de presiunea hidrodinamică va fi:

$$F_h = \mu \cdot v^2 \cdot d^2 \cdot \rho_a \tag{12.24}$$

F_a - forța dată de presiunea hidrodinamică după direcția vitezei de ascensiune v_a, care se poate lua egală cu 1/3 v.

$$F_a = \mu \cdot v_a^2 \cdot d^2 \cdot \rho_a \tag{12.25}$$

F_f - forța de frecare a particulei de fundul jgheabului

$$F_f = (G_0 \cos\beta - F_a) \cdot \mu_1 = \left(G_0 \cos\beta - \mu \cdot v_a^2 \cdot d^2 \cdot \rho_a\right) \cdot \mu_1 \tag{12.26}$$

unde: μ_1 - coeficient de frecare a materialului cu jgheabul.

Mişcarea particulei este posibilă dacă suma proiecțiilor acestor forțe după direcția de mişcare a curentului este egală cu zero :

$$G_0 \sin\beta + F_h - F_f = 0 \tag{12.27}$$

Înlocuind expresiile acestor forțe relația de mai sus devine :

$$G_0 \sin\beta + \mu \cdot (v - v_m)^2 \cdot d^2 \cdot \rho_a - \left(G_0 \cos\beta - \mu \cdot v_a{}^2 d^2 \rho_a\right)\mu_1 = 0 \tag{12.28}$$

Deoarece viteza de ascensiune este mică comparativ cu viteza curentului se neglijează forța F_a şi relația (12.28) devine :

$$G_0 \sin\beta + \mu(v - v_m)^2 d^2 \rho_a - G_0 \mu_1 \cos\beta = 0 \tag{12.29}$$

de unde:

$$v - v_m = \sqrt{\frac{G_0}{\mu \cdot d^2 \cdot \rho_a}}(\mu_1 \cos\beta - \sin\beta) \tag{12.30}$$

Cum $G_0 = \dfrac{\pi \cdot d^3 \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6}$, ținând seama de relația (12.19) se poate scrie :

$$\frac{G_0}{\mu \cdot d^2 \cdot \rho_a} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6 \cdot \mu \cdot d^2 \cdot \rho_a} = \frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6 \mu \gamma_a} = u^2 \qquad (12.31)$$

unde: u – viteza de decantare.

In aceste condiții, viteza de deplasare a particulei va fi :

$$v_m = v - u\sqrt{\mu_1 \cos\beta - \sin\beta} \qquad (12.32)$$

După cum se observă din relația (12.32), cu creşterea unghiului de înclinare a jgheabului, viteza particulei creşte. În condiții extreme când

$$\mu_1 \cos\beta - \sin\beta = 0$$

viteza particulei va deveni egală cu viteza curentului şi în acest caz deplasarea particulei în jgheab, se produce numai sub acțiunea forței dată de presiunea hidrodinamică F_h.

Relația (12.32) este valabilă numai în acel caz când viteza de decantare u, depăşeşte componenta vitezei ce determină ascensiunea particulei; particula are tendința de a se depune pe fundul jgheabului şi va fi antrenată în mişcare de viteza v_m. În caz contrar, particula se va afla în stare de suspensie şi se va deplasa cu viteză egală cu viteza curentului.

Considerând în relația (12.32) $v_m = 0$, se obține viteza de spălare (eroziune) v_0, astfel încât viteza minimă la care începe antrenarea particulei va fi :

$$v_0 = u\sqrt{\mu_1 \cos\beta - \sin\beta} \qquad (12.33)$$

Până acum nu există teorii care să țină seama de toți factorii care produc creşterea puternică a curentului de fluid în zonele îngustate, de aceea în calculele practice pentru determinarea capacității de transport se utilizează formule empirice. Astfel viteza curentului se poate determina pe baza relației:

$$v = C\sqrt{R \cdot i} \quad [m/s] \qquad (12.34)$$

unde: i - panta jgheabului; pentru instalațiile de hidrotransport în sectoarele drepte

se poate lua 15mm/1m, iar pentru sectoarele curbe 18-20 mm/1m.

R - raza de curbură, R = 6m; cea mai mică rază în condiții de strangulare

este R =3m.

C - coeficient de rezistență la deplasare a amestecului.

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \tag{12.35}$$

unde: g – accelerația gravitațională [m/s^2] ;

λ - coeficient de rezistență ce ține seama de asperitățile jgheabului, el se ia în

calcul în funcție de aspectul, structura pereților şi asperitățile fundului

jgheabului.

λ = 0,06 perete foarte neted (ciment, beton, scânduri netede);

λ = 0,16 perete neted (scânduri, chirpici) ;

λ =0,46 perete puțin zgrunțuros (zidărie curată din piatră) ;

λ =0,85 perete zgrunțuros (zidărie grosolană din piatră brută) ;

λ =1,3 perete mai zgrunțuros (pereți curați de pământ) ;

λ =1,75 perete foarte zgrunțuros (pereți ne uniformi de pământ) .

La instalațiile de hidrotransport pentru rădăcinoase, coeficientul C se poate determina de regulă cu relația empirică :

$$C = \frac{6 \cdot k_m (k_m - 1{,}1)}{k_m + 1{,}1} \tag{12.36}$$

Utilizând relațiile (12.11) şi (12.34), se poate determina debitul masic :

$$q_m = \frac{S \cdot \rho_m}{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m} \cdot C\sqrt{R \cdot i} = K_Q \sqrt{i} \quad [\text{kg/s}] \tag{12.37}$$

Mărimea K_Q se numeşte modul de debit şi are expresia :

$$K_Q = \frac{S \cdot \rho_m \cdot C}{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m} \sqrt{R} \tag{12.38}$$

Pentru o valoare dată a coeficientului masic k_m, modulul de debit K_Q depinde numai de mărimea secțiunii transversale a jgheabului.

Viteza de deplasare a amestecului de apă şi rădăcinoase nu trebuie să fie mai mică decât acea viteză la care particolele de pământ şi nisip se depun la fundul jgheabului.

Pentru o bună deplasare a rădăcinoaselor de dimensiune medie (cartof, sfeclă, morcov etc.), viteza optimă de deplasare a curentului se recomandă să se determine pentru înclinări de 10 –12 mm/1m, după relația :

$$v_{\min.} = 0{,}55 \cdot h^{0{,}64} \quad [\text{m/s}] \tag{12.39}$$

unde : h - adâncimea curentului în jgheab [m].

De regulă, viteza curentului se ia 1-1,5 m / s, dar nu mai mică ca 0,65m/s. Viteza inițială a apei trebuie să fie 2- 2,5 m / s.

13. INSTALAȚII AUXILIARE

13.1 Buncăre şi silozuri

Buncărele şi silozurile sunt construcții prevăzute cu diferite dispozitive de dozare şi închidere destinate depozitării materialelor vărsate, care apoi trebuiesc livrate în cantități bine determinate către consumatori. Au rolul de a compensa alimentarea neuniformă cu material dintr-un sector în altul al procesului tehnologic, precum şi primirea neregulată a materiei prime.

13.1.1 Destinație, construcție

Silozurile sunt instalații de depozitare folosite pentru perioade mai lungi de staționare (de ordinul zilelor sau săptămânilor), cu capacități mari de peste 100 t. Se construiesc din oțel beton sau zidărie. Încărcarea lor se face pe la partea superioară, iar descărcarea pe la partea inferioară. În mod curent nu aparțin secțiilor tehnologice, ci depozitelor de materii prime şi materiale.

Buncărele păstrează cantități mai mici de material, de ordinul a 0,5 - 20 m^3 mai rar 30-100 m^3 , pentru perioade de maxim 24 ore. Ele servesc pentru alimentarea imediată a utilajelor. Se contruiesc din tablă de oțel laminat prin sudare şi sunt susținute de o construcție metalică din profile laminate. Pentru o bună descărcare , suprafața secțiunii transversale a buncărului se micşorează către fund, astfel ca vâna de material să poată fi cu uşurință dirijată spre dispozitivul de descărcare. Pentru buna descărcare, unghiul de înclinare al fețelor pâlniei buncărului trebuie să fie mai mare ca unghiul de frecare. Formele geometrice cele mai des întâlnite sunt prezentate în figura 13.1

Formele geometrice cele mai des întâlnite sunt cilindro-conice simetrice (a), cilindro-conice asimetrice (b, c), buncărele piramidale prismatice simetrice (d), sau asimetrice (e, f).

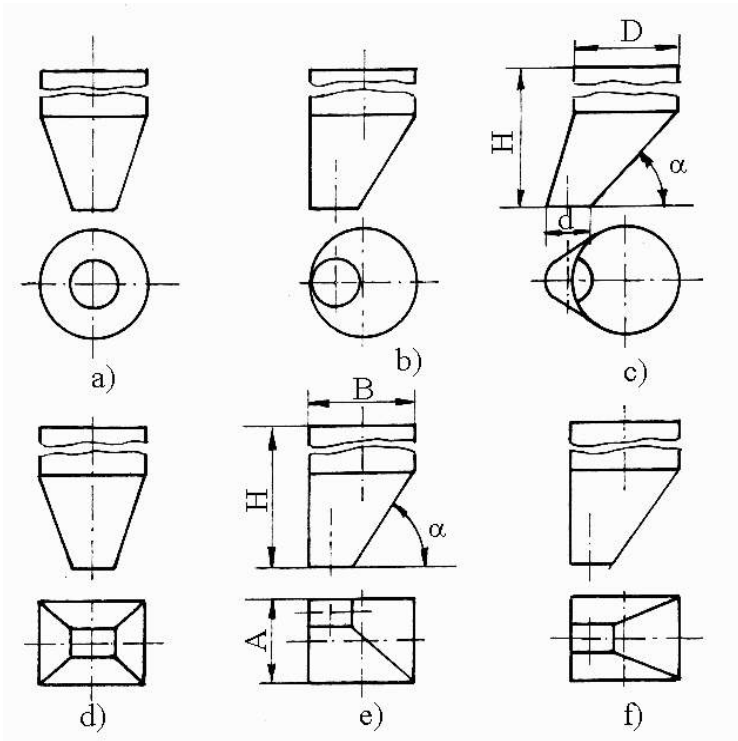


Fig. 13.1 Forme geometrice ale buncărelor

Dimensionarea buncărelor se face pe baza necesarului orar de material extras din buncăr *Q* [t / h], norma de timp pentru depozitare t [h], ținând seama că materialul trebuie să se scurgă cu ușurință din buncăr. Așa dar volumul buncărului va fi :

$$V_b = \frac{Q \cdot t}{\psi \cdot \rho_m} \quad \left[\text{m}^3\right] \tag{13.1}$$

unde: ψ - coeficient de umplere al buncărului ;

ρ_m - densitatea materialului [t / m^3] ;

Unghiul de înclinare al peretelui lateral α se ia cu 5^0-10^0 mai mare decât unghiul de taluz natural al materialului $\varphi = 30^0$-50^0. Mărimea unghiului α este foarte importantă pentru scurgerea materialului din buncăr.

Inălțimea buncărului se stabileşte în funcție de dimensiunile părții superioare A x B şi anume h = (5-6) A, pentru A=B. Dimensiunile orificiului de evacuare trebuiesc astfel determinate încât să fie evitată blocarea.

13.1.2 Scurgerea materialului din silozuri şi buncăre

Scurgerea materialului din buncăr poate să fie normală (fig.13.2 a, c) şi hidraulică (fig.13.2 b). La scurgerea normală (cazul cel mai frecvent întâlnit în practică) se formează un curent central de material şi o adâncitură conică la suprafaţa liberă a materialului. La scurgerea hidraulică întreaga masă a materialului se află în mişcare. Scurgerea hidraulică este întâlnită în cazul materialelor cu foarte multă umiditate, caracteristicile materialelor apropiindu-se de cele ale unui lichid, sau în cazul în care unghiul de înclinare al pereţilor de păşeşte unghiul de surpare al materialului.

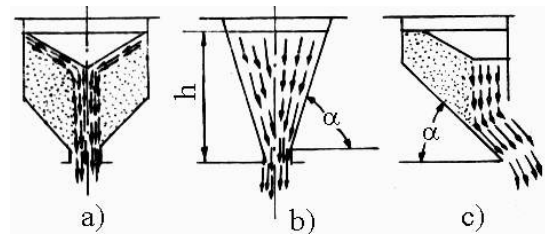


Fig. 13.2 Modele de curgere a materialului

Pentru determinarea vitezei de curgere a materialului din buncăr se consideră un strat de material de greutate *G*, de suprafaţă *A* şi de grosime *dh* asupra căruia acţionează presiunea p şi care curge cu viteza v (fig.13.3). Lucrul mecanic efectuat va fi:

$$L = p \cdot A \cdot dh \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (13.2)$$

Acest lucru mecanic este egal cu variaţia energiei cinetice :

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = p \cdot A \cdot dh \qquad (13.3)$$

unde: $G = \gamma \cdot A \cdot dh \quad [\mathrm{N}]$

$$v = \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} \quad [\mathrm{m/s}]$$

unde: γ - greutatea specifică a materialului [N/m^3];

g – acceleraţia gravitaţională [m/s^2];

p – presiunea ce acţionează asupra stratului [N/m^2] .

Pentru a se ţine seama de frecarea internă a materialului, formula trebuie corectată printr-un coeficient de scurgere λ :

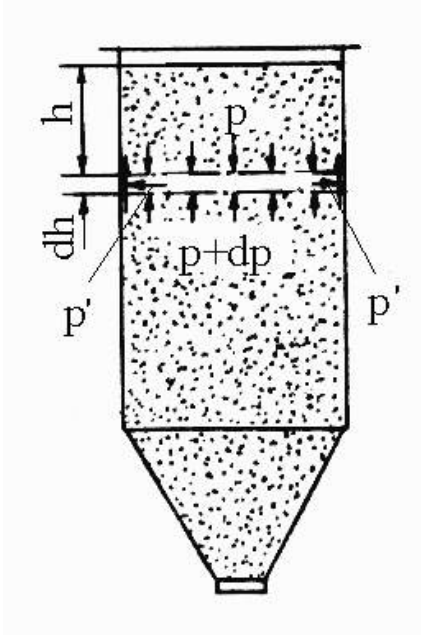


Fig. 13.3 Metodă de calcul a vitezei de curgere a materialului

$$v = \lambda\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}} \quad [\text{m/s}] \tag{13.4}$$

Coeficientul λ, este determinat de mărimea coeficientului de frecare internă a materialului (μ_0), expresia de mai sus fiind valabilă numai în cazul scurgerii hidraulice. In tabelul 13.1 se recomandă valori ale coeficientului λ pentru diferite categorii de materiale.

În cazul scurgerii normale , viteza de scurgere poate fi determinată cu relația :

$$v = \lambda\sqrt{3{,}2 \cdot g \cdot R} \quad [\text{m/s}] \tag{13.5}$$

unde : R - raza hidraulică a secțiunii de curgere [m]; (raza hidraulică reprezintă raportul între aria secțiunii şi perimetrul ei).

Tabelul 13.1 Valorile coeficientului λ

Material	λ
Materiale sub formă de pulberi uscate	0,7
Materiale cu granulație mică uscate	0,65
Materiale cu granulație medie uscate	0,5
Materiale în bucăți mari	0,4
Materiale în bucăți medii	0,35
Materiale în bucăți mici	0,25
Materiale cu granulație mică umede	0,2

Pentru a se ține seama de fenomenele ce iau naştere la scurgerea materialului în bucăți, la determinarea razei hidraulice trebuie scăzut din dimensiunea caracteristică a gurii de scurgere, dimensiunea a' a granulei caracteristice. Astfel pentru diferite guri de scurgere, raza hidraulică va avea valorile:

$R = \dfrac{D - a'}{4}$ - pentru orificiu rotund; $R = \dfrac{a - a'}{4}$ - pentru orificiu pătrat; $R = \dfrac{(a - a')(b - a')}{a(a + b - 2a')}$ - pentru orificiul dreptunghiular; $R \cong \dfrac{a - a'}{2}$ - pentru orificiu în formă de fantă.

In relațiile de mai sus :

D - diametrul orificiului circular [m];

a – latura orificiului pătrat sau latura mică a orificiului dreptunghiular [m];

b – latura mare a orificiului dreptunghiular [m] .

Orificiile de scurgere trebuie să aibă dimensiuni suficient de mari, pentru a asigura scurgerea în bune condițiuni a materialului. Se pot adopta următoarele dimensiuni:

$D = k(80 + a') \cdot \mu_0$ - pentru orificiul rotund;

$a = \frac{1+\xi}{2\xi} \cdot k(80 + a') \cdot \mu_0$ - pentru orificiul dreptunghiular;

$a = 0{,}5 \cdot k(80 + a') \cdot \mu_0$ - pentru orificiul în formă de fantă.

unde: k - coeficient de corecție; $k = 2{,}4 - 2{,}6$.

ξ - raportul laturilor dreptunghiului; $\xi = \frac{b}{a}$; este necesar ca $a \geq (3-6)a'$.

13.1.3 Determinarea presiunii statice

Presiunea p, care acționează pe o suprafață orizontală oarecare (fig.13.3), poate fi determinată în cazul buncărelor mici scriind relația presiunii statice determinată de coloana h de material va fi :

$$p = \gamma \cdot h \quad \left[\text{N/m}^2\right] \tag{13.6}$$

unde: h - înălțimea stratului de material [m] ;

γ - greutatea specifică a materialului [N/m^3] .

La buncărele mari , unde înălțimea h depășește câțiva metri, precum şi la silozuri, trebuie ținut seama că o parte a presiunii verticale este echilibrată de frecarea straturilor exterioare de material cu pereții recipientului. In acest caz considerând un strat de material de grosime dh, aflat la adâncimea h sub nivelul liber al materialului, asupra lui vor acționa forțele provenite din greutatea materialului, din presiunile verticale pe suprafețele exterioare ale stratului şi din frecarea materialului pe pereții recipientului. Condiția de echilibru va fi:

$$p \cdot A + \gamma \cdot A \cdot dh = (p + dp) \cdot A + \mu \cdot p' \cdot L \cdot dh \tag{13.7}$$

unde: p - presiunea statică pe suprafața superioară a stratului [N/m^2] ;

$p + dp$ - presiunea statică pe suprafața inferioară a stratului de material [N/m^2];

p' - presiunea orizontală pe pereții recipientului [N/m^2];

A - suprafața secțiunii recipientului [N/m^2] ;

L - perimetrul secțiunii [m];

γ - greutatea specifică a materialului [N/m^3] ;

μ - coeficient de frecare material – pereți recipient.

Împărțind relația prin Adh se obține:

$$\frac{dp}{dh} = \gamma - \frac{\mu \cdot p' \cdot L}{A} \tag{13.8}$$

Ținând seama de faptul că raza hidraulică are expresia $R = \frac{A}{L}$ și că $p' = k \cdot p$, unde k - coeficient de mobilitate al materialului, relația devine :

$$\frac{dp}{dh} = \gamma - \frac{\mu \cdot k \cdot p}{R} = \frac{\mu \cdot k}{R}\left(\frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k} - p\right) \tag{13.9}$$

Notând $\frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k} - p = z$ și $dp = dz$, ecuația devine :

$$\frac{dz}{z} = -\frac{\mu \cdot k}{R} dh \tag{13.10}$$

Prin integrare se obține:

$$\ln z = C - \frac{\mu \cdot k}{R} \cdot h \tag{13.11}$$

sau:

$$z = \frac{e^C}{e^{\frac{\mu k h}{R}}} = \frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k} - p \tag{13.12}$$

Pentru determinarea constantei de integrare se consideră că la suprafața liberă a materialului $h = 0$, $p = 0$ și deci:

$$e^C = \frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k} \tag{13.13}$$

iar relația (13.11) devine:

$$p = \frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k}\left(1 - \frac{1}{e^{\frac{\mu k h}{R}}}\right) \tag{13.14}$$

Aceasta relație arată că presiunea statică p nu creşte proporțional cu adâncimea *h,* ci tinde asimtotic către o valoare finită dată de relația (13.15) atunci când h tinde către infinit:

$$p = \frac{\gamma \cdot R}{\mu \cdot k} \quad \left[\mathrm{N/m^2}\right] \tag{13.15}$$

Practic această valoare finită este atinsă pentru o adâncime de 3-5 m. Constatându-se că pentru majoritatea materialelor vărsate $\mu k = 0{,}18$, buncărele mai înalte de 3m şi silozurile se calculează la presiune statică constantă : $p = 5{,}6 \cdot \gamma \cdot R$ [N/m^2].

13.2 Dispozitive de dozare

Dispozitivele de dozare sunt dispozitive care livrează cantități bine definite de material, utilajelor pe care le deservesc. In funcție de starea materialului se pot livra volume sau mase limitate de material sub formă de pulberi, de material granular, cantități determinate de material în bucăți. In funcție de necesități, dozarea se poate face volumetric sau gravimetric. Aceste dispozitive sunt acționate hidraulic, pneumatic sau electromecanic.

13.2.1 Dozatoare volumetrice

Dozatoarele volumetrice livrează în mod constant volume identice de material. Dozatorul cu registre prezentat în figura 13.4 dozează volume egale de material cuprinse între registrele 3 ale tubului 2 , care poate fi cilindric sau prismatic. Se utilizează la acționarea materialelor prăfoase şi granulare. Materialul aflat în buncărul 1 pătrunde în spațiul dintre cele două registre. Acționarea acestora se realizează cu ajutorul cilindrilor pneumatici 5 şi 6 care sunt interblocați; adică deschiderea registrului superior se poate efectua numai dacă cilindrul 6 a închis registrul inferior şi similar registrul inferior nu se poate

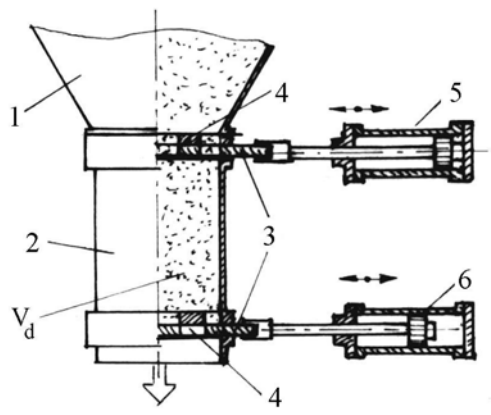


Fig. 13.4 Dozator cu registre

deschide dacă registrul superior nu este închis. Acest lucru este necesar pentru a se evita golirea buncărului în totalitate.

Dozatorul cu sector prezentat în figura 13.5 este utilizat pentru dozarea materialelor prăfoase şi granulare. Sectorul 2 este plasat la gura de evacuare a buncărului 1 şi se poate roti cu 60-70^0 sub acțiunea cilindrului pneumatic 5. La rotirea sectorului 2, obturatorul semicircular închide gura de evacuare a buncărului 1 şi varsă utilajului deservit cantitatea V_d de material.

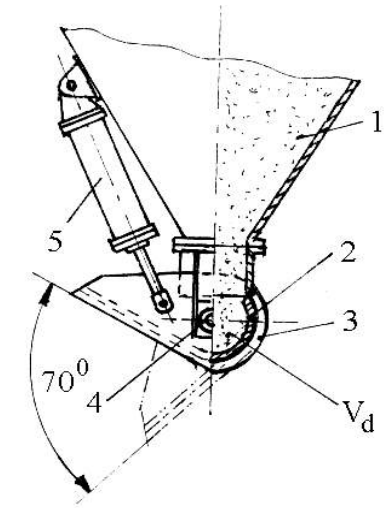


Fig. 13.5 Dozator cu sector

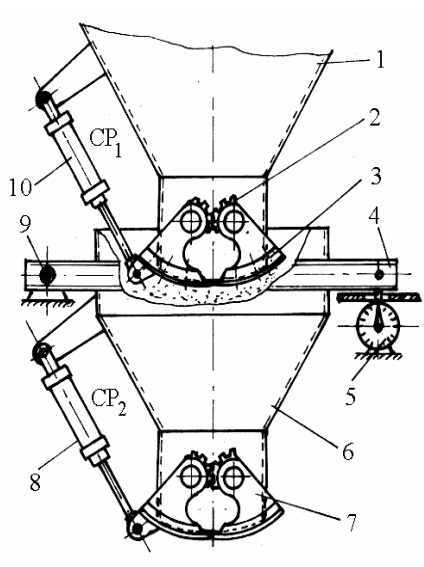


Fig. 13.7 Dozator gravimetric

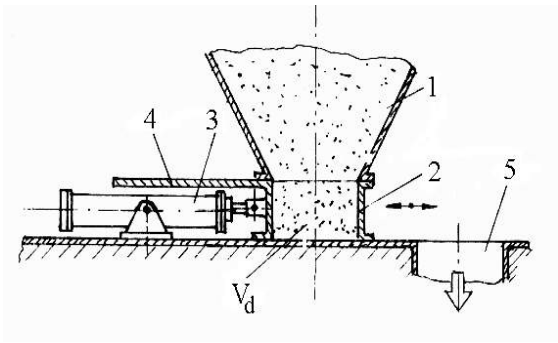


Fig. 13.6 Dozator cu sertar

Dozatorul cu sertar prezentat în figura 13.6 este utilizat pentru dozarea materialelor prăfoase şi granulare. Materialul aflat în buncărul 1 umple cilindrul dozator 2 care se va deplasa sub acțiunea cilindrului pneumatic 3 până în axul gurii se evacuare 5, unde se golește. Registrul 4 aflat în prelungirea dozatorului închide buncărul 1 în timpul deplasării sertarului.

13.2.2 Dozatoare gravimetrice

Dozatorul gravimetric prezentat în figura 13.7 serveşte pentru livrarea în mod constant a unor cantități de material cântărit. Sub buncărul de material 1 închis cu închizătorul tip graifer 3, manevrat de cilindrul pneumatic 10 se află buncărul 6 prevăzut cu acelaşi tip de închizător 7, acționat de cilindrul 8. Buncărul 6 este

articulat în articulația 9 la cadrul 4 care se sprijină pe cântarul 5. Reglarea închiderii şi deschiderii alternative a celor două buncăre se face cu ajutorul unor interblocaje electrice cu electromagneți. Cântărirea se face în mod automat deoarece la atingerea greutății prescrise un limitator închide închizătorul 3. Numai după închiderea lui 3 este posibilă deschiderea lui 7, automat sau la comandă.

13.3 Dispozitive de închidere

In cazul în care descărcarea buncărului se face periodic, orificiul de descărcare este închis printr-un dispozitiv de închidere, care constructiv poate avea forme foarte variate. Acționarea închizătoarelor poate fi manuală, pneumatică, hidraulică, electro magnetică etc.

13.3.1 Închizătorul cu clapă

Închizătorul cu clapă (fig.13.8) constă dintr-un capac plan oscilant, articulat la peretele inferior al pâlniei de scurgere a materialului din buncăr, prevăzut cu un tirant de acționare şi cu o contragreutate, al cărei moment față de articulație trebuie să echilibreze momentul dat de forța creată de presiunea materialului din buncăr pe capac. Pentru siguranță, la închidere momentul contragreutății trebuie sa fie cu (30-40) % mai mare ca momentul sarcinii. Închizătorul cu capac se foloseşte pentru materiale mărunte uşoare, la buncăre prevăzute cu orificii de scurgere de dimensiuni mici. La închizătoarele cu clapă, închiderea orificiului de scurgere se face numai când buncărul este gol.

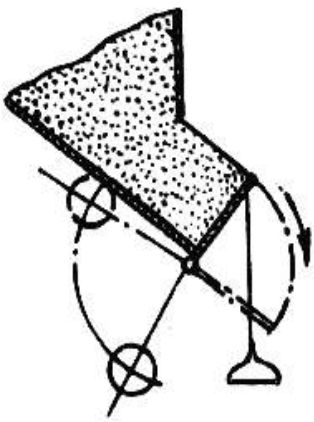


Fig.13.8 Inchizător cu clapă

13.3.2 Închizătorul cu jgheab

Închizătorul cu jgheab (fig.13.9) este construit pe acelaşi principiu , capacul plan fiind înlocuit cu o porțiune de jgheab. El este destinat materialelor de orice fel, închiderea materialelor putându-se face şi sub sarcină. Închizătorul cu jgheab poate efectua şi o anumită reglare a debitului, prin variația înclinării jgheabului.

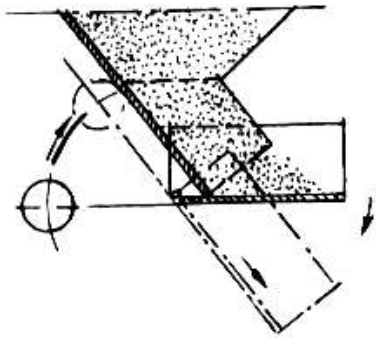


Fig. 13.9 Inchizător cu jgheab

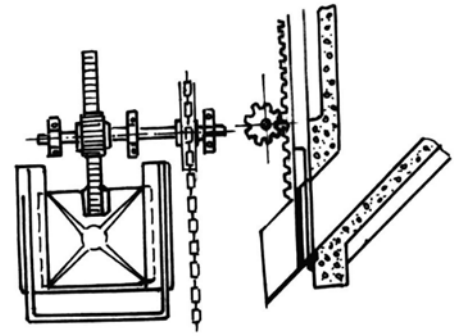


Fig.13.10 Inchizător cu sertar plan

13.3.3 Închizătorul cu sertar plan

Închizătorul cu sertar plan (fig.13.10) se compune dintr-o placă plană, orizontală, verticală sau înclinată, ghidată pe glisiere fixate la buncăr. Pe sertar este montată o cremalieră care angrenează cu un pinion, acționat manual printr-o roată de lanț. Pentru a se evita înțepenirea sertarului se recomandă a se utiliza două glisiere. Închizătoarele cu sertar sunt destinate buncărelor ce depozitează materiale cu granulație până la 60 mm, cu scurgere ușoară, pentru ca închiderea să se efectueze sub sarcină . Ele permit şi o oarecare reglare a debitului buncărului.

Forța necesară acționării închizătorului cu sertar plan orizontal:

$$F_h = \mu \cdot p \cdot A + \mu_1 \left(p \cdot A + G_0 \right) \ \text{[N]} \tag{13.16}$$

Forța necesară acționării închizătorului cu sertar plan vertical:

$$F_v = p' \cdot A \cdot \mu + \left(p' \cdot A + G_0 \right) \ \left[N \right] \tag{13.17}$$

Forța necesară acționării închizătorului cu sertar înclinat:

$$F_i = \left(p \cos^2 \alpha \pm p' \sin^2 \alpha \right) \cdot A \left(\mu + \mu_1 \right) \pm G_0 \left(\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha \right) \ \left[N \right] \tag{13.18}$$

unde: μ - coeficient de frecare material – sertar ; μ = 0,5-1;

μ_1 - coeficient de frecare sertar – ghidaje; $\mu_1 = 0{,}4 - 0{,}5$;

p şi p' - presiunile pe verticală , respectiv pe orizontală pe sertar [N/m^2] ;

G_0 - greutatea proprie a sertarului [N] ;

A - suprafața secțiunii active a închizătorului [m^2] ;

α - unghiul de înclinare al sertarului față de orizontală.

Semnul (+) corespunde deschiderii sertarului în sus, semnul (-) corespunde deschiderii sertarului în jos.

13.3.4 Închizătorul cu sector simplu

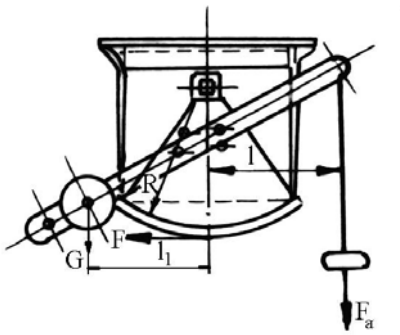


Fig. 13.11 Inchizător cu sector simplu

Închizătorul cu sector simplu (fig.13.11) închide şi deschide orificiul de evacuare al buncărului prin rotirea sectorului în jurul unei articulații. Manipularea sectorului se face manual prin pârghie. Se utilizează pentru închiderea buncărelor sub sarcina şi sunt destinate materialelor mărunte sau în bucăți mijlocii cu scurgere uşoară. Valoarea momentului necesar pentru rotirea sectorului sub sarcină este maxim la începutul mişcării, când trebuie să se învingă forța maximă de frecare dintre material şi sector.

$$M = F_a \cdot l = \mu \cdot p \cdot A \cdot R + \frac{\mu_1 \cdot d}{2}\left(p \cdot A + G_0\right) + G \cdot l_1 \qquad (13.19)$$

unde: G - mărimea contragreutății [N] ;

G_0 - greutatea proprie a sectorului [N];

F_a – forța de acționare [N] ;

l şi l_1 - brațele pârghiilor de comandă şi a contragreutății [m];

d - diametrul fusului [m] ;

R - raza sectorului [m];

μ - coeficient de frecare material – sector, μ = 0,6-1,2;

μ_1 - coeficient de frecare în fusurile sectorului, μ_1 =0,25.

13.4 Instalații de alimentare

Instalațiile de alimentare sunt destinate alimentării utilajelor tehnologice cu materiale depozitate în buncăre sau silozuri, în cazul în care procesul de producție cere ca încărcarea maşinii prelucrătoare să se facă continuu şi cu un debit constant de material.

13.4.1 Instalații de alimentare cu organ flexibil de tracțiune

Alimentatorul cu organ flexibil de tracțiune (fig.13.12) este de fapt un transportor cu bandă montat direct sub buncăr. Alimentatoarele cu bandă au lungimi de 1-5 m şi productivităţi până la 300m^3/ h. Ele se montează orizontal sau uşor înclinat şi sunt destinate transportului materialelor uscate sau umede cu granulaţie până la 60mm. Gura de descărcare a buncărului trebuie astfel construită, încât alimentatorul să nu suporte presiunea întregii coloane de material aflată în buncăr sau sa o suporte pe o distanţă cât mai mică (distanţa A pe desen). Ramura superioară a benzii este sprijinită pe role, montate mai des în partea activă. Ramura inferioară, datorită lungimii mici a transportorului nu este sprijinită pe role. Pentru mărirea productivităţii transportorului astfel încât materialul să cadă pe laturile benzii, pereţii laterali ai jgheabului buncărului plasaţi la distanţa b, mai mică decât lăţimea benzii, sunt montaţi până deasupra ramurii superioare a acesteia. Reglarea debitului se face cu ajutorul registrului a, care reglează înălţimea h a stratului de material de pe transportor. În cazul în care materialul nu permite manevrarea registrului, se utilizează alimentatoare care pot varia viteza benzii în limitele 0,05-0,25 m / s.

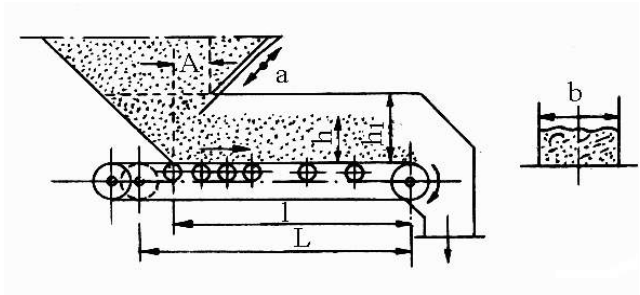


Fig. 13.12 Alimentator cu organ flexibil de tracțiune

Productivitatea alimentatorului se determină cu relaţia:

$$\Pi_m = 3600 \cdot b \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \tag{13.20}$$

unde: b - distanta între borduri [m]; $b = (0,7 - 0,8)B$ [m] ;

h - înălţimea materialului în jgheab, $h = 0,8\,h_1$ [m] ;

h_1 - înălţimea bordurilor [m] ; $h_1 = (0,25 - 0,5)B$ [m] ;

ρ - densitatea materialului [t / m^3] ;

ψ - coeficient de umplere, $\psi = 0,75 - 0,8$;

Puterea motorului de acţionare a alimentatorului se poate determina pe baza relaţiei:

$$P = \frac{k_s}{\eta}(P_1 + P_2 + P_3) \quad [\text{kW}] \tag{13.21}$$

unde: k_s - coeficient de siguranță, $k_s = 1{,}1 - 1{,}15$;

η - randamentul transmisiei mecanice;

P_1 - puterea necesară învingerii rezistențelor datorită frecării materialului cu jgheabul;

P_2 - puterea necesară învingerii rezistențelor din zona de presiune activă a sarcinii pe tablier;

P_3 - puterea necesară învingerii unor rezistențe suplimentare.

$$P_1 = 10^{-3} \cdot h^2 \cdot l \cdot \gamma \cdot \mu \cdot v \cdot k \quad [\text{kW}] \tag{13.22}$$

unde: h - înălțimea materialului în jgheab [m] ;

l - lungimea bordurilor [m];

γ - greutatea specifică a materialului [N / m^3] ;

μ - coeficient de frecare între material şi borduri, μ =0,3-0,5;

v - viteza de deplasare [m / s];

k - coeficientul de presiune laterală a sarcinii pe borduri;

$k = \dfrac{v + 1{,}2}{1 + \sin \rho_0}$, unde ρ_0 - unghi de frecare internă a materialului;

$$P_2 = \frac{p\left(\sin^2 \beta + k \cos^2 \beta\right) \cdot A \cdot v}{400} \quad [\text{kW}] \tag{13.23}$$

unde: A – suprafața activă a tablierului [m^2] ;

β - unghiul de înclinare a alimentatorului fața de orizontală .

$$P_3 = \frac{\Pi_m}{300}\left(0{,}2 \cdot L + H\right) \quad [\text{kW}] \tag{13.24}$$

unde: Π_m - productivitatea transportorului [t / h] ;

L - distanța între centrele tobelor alimentatorului [m] ;

H - Înălțimea de ridicare a sarcinii [m] .

Celelalte părți componente ale alimentatorului se pot calcula în corespondență cu calculele prezentate pentru transportoarele cu bandă.

13.4.2 Instalații de alimentare fără organ flexibil de tracțiune

Alimentatorul elicoidal constă dintr-un transportor elicoidal scurt (până la 3m lungime), montat la baza buncărului în plan orizontal, sau înclinat până la 30^0. Pentru a proteja alimentatorul de presiunea materialului din buncăr, în interiorul acestuia se montează uneori un scut de protecție. Alimentatoarele elicoidale au o productivitate de 2,5-30 m^3 / h. In figura 13.13 este prezentat un asemenea alimentator având următoarele părți componente:

1- melc, 2 - carcasă, 3 - buncăr,
4 - lagăre, 5 - orificiu de evacuare.

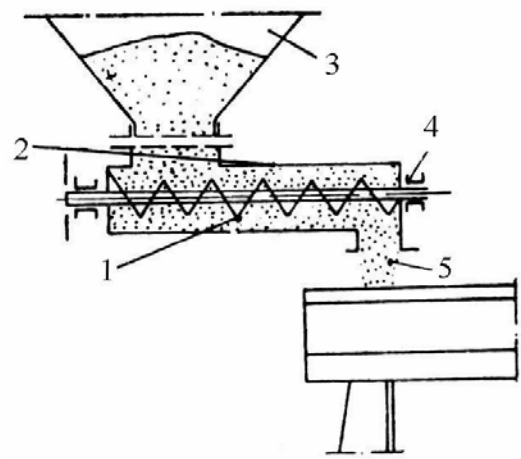


Fig. 13.13 Alimentator elicoidal

Ele sunt destinate transportului materialelor cu o granulație sub 1mm şi mai rar celor cu o granulație de 1-10 mm. Aceste alimentatoare se calculează în mod asemănător cu transportoarele elicoidale. Ținând seama de faptul că nu au lagăre intermediare, coeficientul de umplere al acestora este mai mare. Pentru alimentatoarele elicoidale neprotejate, puterea motorului se ia cu cca. 20% mai mare decât în cazul transportoarelor elicoidale, pentru a ține seama de presiunea materialului din buncăr.

Debitul de material se calculează cu relația :

$$Q = 60\frac{\pi \cdot D^2}{4}\psi \cdot s \cdot n \quad \left[\mathrm{m^3/h}\right] \tag{13.25}$$

unde: D - diametrul melcului [m] ;
s - pasul melcului [m] ;
n - turația melcului [rot / min.];
ψ - coeficient de umplere, $\psi = 0{,}8$ pentru materiale pulverulente şi $\psi = 0{,}6 - 0{,}7$ pentru boabe.

Puterea motorului electric de acționare:

$$P = \frac{k}{\eta} \cdot \Pi_G \cdot L \cdot w \cdot 10^{-3} \quad [kW] \tag{13.26}$$

unde: k - coeficient de suprasarcină , $k = 1{,}3 - 1{,}4$;

Π_G - productivitatea gravimetrică , $\Pi_G = Q \cdot \gamma$ [N / h];

γ - greutatea specifică a materialului [N / m^3];

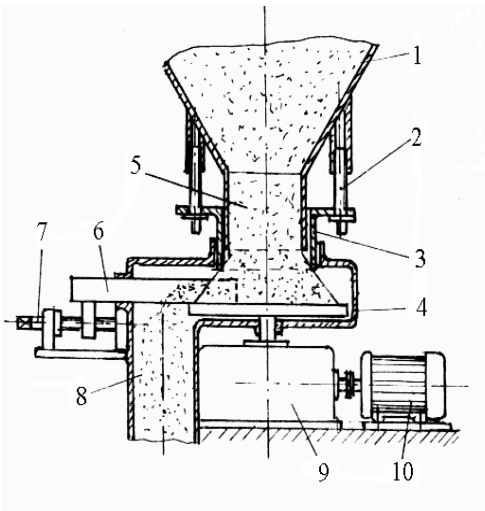
Q - debitul volumic de material [m^3 / h] ;

L - lungimea de lucru a alimentatorului [m];

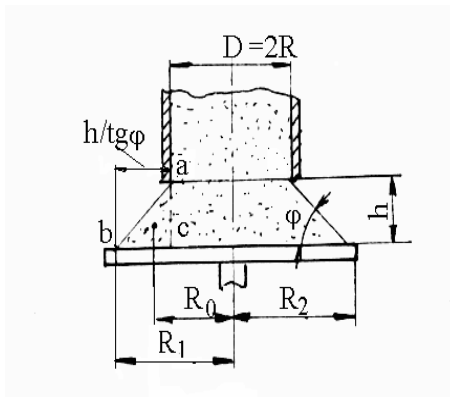
w - coeficient de rezistență la deplasare, w =2,5 pentru materiale prăfoase, w = 4 pentru sarcini în bucăți;

η - randamentul transmisiei mecanice, η =0,8-0,85.

Alimentatorul cu disc prezentat în figura 13.14 a, se utilizează pentru prelevarea materialelor din buncărele rotunde, conice sau cilindro – conice, fiind destinate materialelor uscate cu granulație sub 160 mm.



a



b

Fig. 13.14 Alimentator cu disc

Anumite variante constructive pot fi folosite şi la materialele umede şi lipicioase. Se construiesc alimentatoare cu diametre ale discului cuprinse între 600 şi 2500 mm, productivitatea variind în limite largi între 2 şi 120 m^3/h. Constructiv, alimentatorul este simplu şi prezintă o mare siguranță în funcționare. Din gura de descărcare a buncărului 1 materialul pătrunde în zona 5 cu secțiune constantă şi cade pe un disc metalic rotitor 4 antrenat de motorul electric 10 prin reductorul 9. Descărcarea materialului de pe disc se realizează cu ajutorul răzuitorului 6 ce poate fi acționat cu ajutorul mecanismului şurub – piuliță 7. La gura de evacuare a buncărului se află un manşon 3 a cărui poziție este reglată cu ajutorul şuruburilor 2. Prin reglarea poziției manşonului şi a răzuitorului se reglează cantitatea de material prelevată.

Productivitatea alimentatorului se poate determina, admițând că secțiunea transversală a inelului de material prelevat de racletă este triunghiulară (triunghiul abc, fig. 13.14b). La o rotație a discului se va preleva un volum egal cu :

$$V_0 = 2\pi \cdot R_0 \cdot A = \frac{\pi \cdot h^2}{tg\varphi}\left(R + \frac{h}{3tg\varphi}\right) \tag{13.27}$$

astfel încât productivitatea alimentatorului va fi:

$$\Pi = 0{,}06 \cdot V_0 \cdot n \cdot \rho = 0{,}06\frac{\pi \cdot h^2 \cdot n \cdot \rho}{tg\rho}\left(R + \frac{h}{3tg\varphi}\right) \quad [\text{t/h}] \tag{13.28}$$

unde: n - turația discului [rot / min.] ; n =3-8 rot / min;

V_0 - volumul de material prelevat [m^3] ;

ρ - densitatea materialului [kg / m^3].

Turația n a discului trebuie aleasă plecând de la condiția că materialul nu trebuie sa fie împrăştiat datorită forțelor centrifuge. Pentru aceasta trebuie respectată inegalitatea :

$$m \cdot \omega^2 \cdot R_1 < m \cdot g \cdot \mu_1 \tag{13.29}$$

$$\frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \cdot R_1 < g \cdot \mu_1 \tag{13.30}$$

$$n < 30\sqrt{\frac{\mu_1}{R_1}} \tag{13.31}$$

unde: R_1 - raza bazei conului de material;

μ_1 - coeficient de frecare al materialului pe suprafața discului.

Forța datorită frecării materialului pe disc va fi :

$$F_1 = 2\pi \cdot R_0 \cdot A \cdot \gamma \cdot \mu_1 \quad [\text{N}] \tag{13.32}$$

Forța datorită frecării materialului pe racletă va fi :

$$F_2 = F_1 \cos\beta \cdot \mu_2 \quad [\text{N}] \tag{13.33}$$

unde: A- aria secțiunii inelului de material [m^2] ;

R_0 - raza corespunzătoare poziției centrului de greutate a secțiunii transversale a inelului de material [m];

μ_1 - coeficientul de frecare a materialului cu discul, $\mu_1 = 0{,}6 - 1{,}2$;

μ_2 - coeficient de frecare a materialului pe suprafața racletei;

β - unghiul de așezare al racletei față de planul secțiunii transversale al inelului de material.

Admițând că viteza de mișcare a materialului este :

$$v_0 = \frac{2\pi \cdot R_0 \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}] \tag{13.33}$$

Puterea necesară antrenării discului va fi :

$$P = \frac{(F_1 + F_2)}{10^3 \cdot \eta} v_0 \cdot k \quad [\text{kW}] \tag{13.34}$$

unde: η - randamentul transmisiei mecanice;

k - coeficient care ține seama de rezistențele suplimentare determinate de tăierea materialului cu racleta, răsucirea coloanei de material care coboară din buncăr, admițându-se k =1,5-2.

Alimentatorul cu tambur este utilizat pentru materiale granulare, fiind prevăzut cu un tambur cilindric sau poligonal şi cu un registru pentru reglarea debitului. Tamburul antrenează materialul din orificiul de golire al buncărului spre jgheabul de golire.

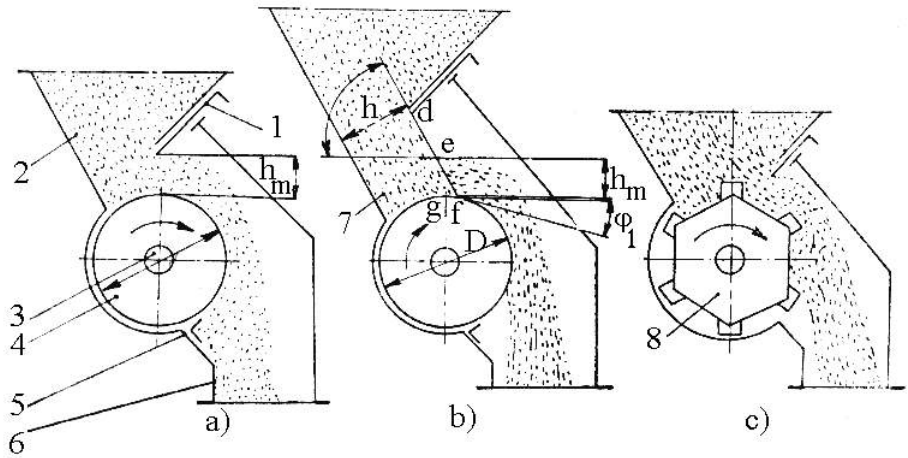


Fig. 13.15 Alimentator cu tambur

In figura 13.15 sunt prezentate diferite variante constructive, fiind destinate pentru materiale cu granulație mică şi medie (a), materiale grele cu granulație mare (b), materiale ce curg mai greu (c).

Alimentatorul din figura 13.15 se compune din: 1 - registru, 2 - buncăr, 3 – arbore , 4 - tambur cilindric (a , b) sau poligonal (c), 5 – lamă elastică pentru curățire, 6 – jgheab de golire, 7- jgheab înclinat intermediar.

Productivitatea alimentatorului se poate calcula cu relația :

$$\Pi = 60 \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdot h_m \cdot n \cdot \rho_m \cdot k_d \quad [\text{t/h}] \tag{13.35}$$

unde: D - diametrul tamburului [m] ;

B - lungimea de lucru a tamburului [m];

h_m - înălțimea stratului de material antrenat de tambur [m];

n - turația tamburului [rot / min.];

ρ_m - densitatea materialului [t / m^3];

k_d - coeficient de debit (se admite k_d =0,7).

Pentru varianta (a) se admite h_m egală cu înălțimea fantei de descărcare a buncărului.

Pentru varianta (b), h_m se calculează cu relația:

$$h_m \le \frac{D}{2}\left(\mu_0 \sin\varphi_1 + \cos\varphi_0 - 1\right) \tag{13.36}$$

unde: μ_0 - coeficient de frecare internă a materialului, $\mu_0 = tg\varphi_0$;

φ_1 - unghi ce nu trebuie sa fie mai mic decât unghiul de frecare internă a materialului.

Momentul la arborele tamburului cilindric pentru variantele (a) şi (b) este dat de relația :

$$M = \left(G_0 + G\right) \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu_l \tag{13.37}$$

unde: G_0 - greutatea tamburului aflat în mişcare de rotație [N];

G - apăsarea exercitată de încărcătură asupra tamburului [N];

d - diametrul arborelui [m];

μ_l - coeficientul de frecare în lagărele arborelui, în cazul lagărului dec alunecare μ_l = 0,15, în cazul lagărelor cu rulmenți μ_l =0,05.

Forța de apăsare ce se exercită de încărcătură asupra cilindrului, pentru varianta (b) se calculează cu relația :

$$G = \frac{h^2 \cdot \gamma \cdot \left(1 + \sin^2\varphi_0\right)}{2\cos\varphi_0} \quad [\text{N}] \tag{13.38}$$

unde: h - înălțimea stratului de material în jgheabul intermediar [m].

Momentul la arborele tamburului pentru varianta (c), se calculează cu relația:

$$M = k_1 \cdot G \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu_0 + \left(G + G_0\right)\frac{d}{2}\mu_l \quad [\mathrm{N \cdot m}] \tag{13.39}$$

unde: k_1 - coeficient experimental , având valoarea k_1 =1-2 pentru materiale granulare, k_1 = 2 pentru materiale în bucăți mai mari.

Pentru toate variantele puterea motorului necesară antrenării tamburului se poate determina pe baza relației ;

$$P = \frac{k_s \cdot M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \quad [\mathrm{kW}] \tag{13.40}$$

unde: k_s = 1,1-1,2, coeficient de suprasarcină;

n - turația arborelui [rot / min.] ;

M - momentul la arborele tamburului [N · m];

η - randamentul transmisiei.

14. Exploatarea instalațiilor de transport

Instalațiile şi utilajele de transportat folosite în industria alimentară sunt supuse unor condiții de lucru relativ grele. Materialele transportate, ce pot fi: pulverulente, granulare, în bucăți, precum şi produsele preambalate transportate în cutii sau lăzi pot determina, în anumite condiții de exploatare, accelerarea uzării pieselor, subansamblelor, echipamentelor. Totodată, diversificarea continuă a proceselor tehnologice conduce la adoptarea unor soluții de transport moderne. Toate aceste probleme impun tratarea cu maximă seriozitate a activității de exploatare care trebuie să se desfăşoare în condiții optime, la parametrii prescrişi de cartea tehnică a instalației, spre a determina o cât mai mare disponibilitate a acestor instalații. Exploatarea corectă a acestor instalații nu se poate efectua fără o bună calificare profesională, fără însuşirea temeinică a instrucțiunilor emise de furnizor, privind exploatarea lor. Pe durata exploatării instalațiilor de transport trebuie să se organizeze şi o activitate optimă de întreținere şi reparare, avându-se în vedere următoarele obiective principale :

- menținerea instalațiilor şi utilajelor de transportat în bună stare de funcționare, ceea ce înseamnă că operațiile de întreținere şi reparare au rolul de a conserva sau restabili capacitatea utilajului pentru o funcționare cât mai îndelungată;
- reducerea la minim a cheltuielilor provocate de întreruperi datorate avariilor, stagnărilor etc.;
- optimizarea cheltuielilor de întreținere prin adoptarea unor programe judicios întocmite în vederea reviziilor şi reparațiilor;
- îmbunătățirea performanțelor unor piese sau subansambluri prin asigurarea unor condiții optime de funcționare, prin creşterea durabilității şi siguranței lor în exploatare.

O exploatare corectă a instalațiilor de transport determină o mare

disponibilitate a acestora. Disponibilitatea caracterizează un sistem tehnic din punct de vedere al fiabilității şi al posibilităților sale de întreținere. Pentru a mări disponibilitatea unei instalații este necesară o cunoaştere perfectă a acesteia, a relației acesteia cu celelalte utilaje tehnologice, pe care le deserveşte. Procesul de cunoaştere începe cu studierea "Cărții tehnice " a instalației, livrată de furnizor odată cu aceasta, sau a "Memoriului tehnic, caietului de sarcini şi a documentației de execuție", furnizată în unele cazuri de proiectant.

Problemele fundamentale legate de exploatarea instalațiilor de transportat sunt: **montarea, recepționarea instalațiilor şi punerea lor în funcțiune, ungerea, uzura instalațiilor şi tehnica securității muncii.**

14.1 Montarea, recepționarea şi punerea în funcțiune

14.1.1 Montarea instalațiilor de transport

Montarea instalațiilor de transport este o operație dificilă, care trebuie făcută cu toată atenția, căci de corecta montare depinde în mare măsură funcționarea normală a acestora. Montarea se execută cu mijloace adecvate şi cu personal calificat, respectându-se instrucțiunile din cartea tehnică a acestora.

14.1.2 Recepționarea şi punerea în funcțiune

Una din primele etape ale vieții unei instalații este punerea în funcțiune de către utilizator a acesteia, în condiții normale de lucru. Pentru a se trece la această operație trebuiesc efectuate nişte faze premergătoare.

a) Controlul corectitudinii montajului

Acesta se efectuează prin studierea documentației de bază (memoriu tehnic, caiet de sarcini, documentație de execuție), verificându-se :

- aşezarea corectă a utilajului în fluxul tehnologic;
- strângerea corespunzătoare a şuruburilor;
- montajul corect al dispozitivelor de alimentare şi preluare ale materialelor de transportat;
- alimentarea corectă cu energie etc.

După montarea instalațiilor de transport se face proba acestora. Prima probă constă în rotirea manuală (sau cu un troliu exterior) a elementelor instalației. La această probă a instalației se verifică dacă nici unul din elemente nu se gripează şi rotirea se face uşor şi fără şocuri.

La recepționarea instalațiilor de transport se va verifica încălzirea lagărelor, funcționarea transmisiilor cu roți dințate şi cu lanț din punct de vedere al zgomotului, încălzirea transmisiilor cu roți dințate să nu depăşească limitele admise, transmisiile cu curea să nu patineze, motoarele să nu se încălzească excesiv, frânele să asigure oprirea maşinii în timpul stabilit şi dispozitivele de ungere să funcționeze normal.

In afara acestora se mai fac o serie de verificări suplimentare specifice fiecărui tip de maşină.

In cazul transportoarelor elicoidale trebuie să se verifice distanța dintre melc şi carcasă, pentru a se preveni alunecarea materialului în raport cu carcasa şi a se asigura avansul acestuia.

In cazul transportoarelor cu lanț nu se admit devieri ale lanțurilor care se mişcă în plane paralele; nu se admit deasemenea şocuri în funcționarea lanțurilor, angrenarea zalelor lanțurilor cu roțile de lanț trebuie să se facă simultan.

In cazul transportoarelor cu bandă se va urmări ca banda în mişcare să nu cadă de pe role, să nu se scurgă materialul de pe bandă, să nu patineze banda de pe toba de acționare, iar rolele de ghidare să se rotească liber.

In cazul elevatoarelor cu lanțuri se vor face aceleaşi verificări ca şi în cazul transportoarelor cu lanțuri.

In cazul elevatoarelor cu cupe se va avea în vedere ca la golirea cupelor materialul să nu cadă înapoi, iar organul de tracțiune şi cupele să nu se lovească de carcasă.

In final, pentru toate categoriile de instalații de transportat se va verifica la motoarele electrice jocul axial, apăsarea periilor, starea colectorului şi a izolației acestora. De asemenea la electromagneții de frânare se va verifica mărimea cursei utile şi funcționarea lor fără blocare. La instalația electrică se vor verifica contactele, apărătoarele, prizele de curent şi întrerupătoarele de capăt.

b) Proba de funcționare în gol

Preliminar se verifică dacă au fost îndepărtate de pe utilaj toate sculele, obiectele sau materialele care au fost folosite la montaj. Se verifică apoi schemele de acționare şi de comandă, iar în cazul unor neconcordanțe cu realitatea se remediază imediat Orice dubiu asupra corectitudinii soluției proiectantului sau a execuției se rezolvă numai cu acordul proiectantului sau după caz a executantului şi aceasta cu maximă urgență.

După depăşirea acestei etape se porneşte utilajul pe durate scurte, urmărindu-se dacă mersul acestuia este continuu, fără frecări sau zgomote nejustificat de mari. Pentru instalațiile de transport durata de mers în gol este de maxim 72 ore. Probele de funcționare în gol sunt necesare, deoarece utilajele sunt de dimensiuni mari si de cele mai multe ori asamblarea se face la beneficiar. De regulă, rodajul este efectuat de

executantul utilajului la locul de execuție, dar prin convenție între părți dacă utilajul are dimensiuni mari fiind constituit din mai multe componente care se asamblează la beneficiar, acesta se face la beneficiar sub supravegherea executantului. Este foarte important ca rodajul să se efectueze corect, respectându-se prescripțiile de rodaj.

Rodajul este etapa premergătoare exploatării de cea mai mare importanță pentru viața utilajului, care se face conectându-se motorul timp de 1,5-2 ore. Prin această probă se verifică încălzirea lagărelor, funcționarea corectă a transmisiilor, calitatea asamblărilor, funcționarea ungerii. Se verifică funcționarea corectă a organului de tracțiune, funcționarea dispozitivului de întindere, rigiditatea cadrului de susținere. Furnizorul utilajului are obligația să facă toate remedierile defecțiunilor apărute în perioada de rodaj. Deoarece rodajul este o etapă în care nu se produce, el trebuie redus la maxim. Această reducere se poate face numai printr-o prelucrare corespunzătoare a suprafețelor ce formează ajustajele pieselor în mişcare, utilizarea unor lubrifianți speciali (uleiuri aditivate), care să determine într-un timp scurt acomodarea suprafețelor în contact.

c) Probe în sarcină

După efectuarea probelor în gol se trece la efectuarea probelor în sarcină. La aceste probe utilajele sunt solicitate treptat până la valoarea nominală de lucru. Se verifică funcționarea corectă a tuturor subansamblelor, consumul de energie, randamentul instalației. Durata probelor în sarcină este de 8-16 ore, timp în care întreaga instalație de transport trebuie să atingă parametrii normali. Simpla probă de productivitate nu este concludentă, instalația trebuie testată în ansamblul fluxului tehnologic în care este montat. După ce s-au materializat toate reglajele şi au fost soluționate toate problemele tehnice apărute se întocmeşte un proces verbal de recepție semnat de beneficiar şi de furnizor. In procesul verbal se vor consemna condițiile şi termenele de garanție.

In timpul exploatării pornirea instalației se face după anumite reguli. Inaintea pornirii se verifică starea tuturor elementelor ei, dându-se atenție organului de tracțiune şi sistemului de ungere. Se conectează motorul pentru 1-2 secunde şi după o pauză de 10-15 secunde se conectează motorul pentru pornirea definitivă.

In cazul în care instalațiile de transport fac parte dintr-o linie tehnologică, pornirea lor se face consecutiv, începând de la punctul final al liniei către punctul inițial, pentru a se evita supraîncărcarea uneia dintre ele.

După pornirea instalației se deschid închizătoarele buncărelor de alimentare şi se reglează fluxul de material, astfel încât acesta să fie dirijat în mod corespunzător spre instalația de transport.

Oprirea instalației unei linii tehnologice se face în sens invers pornirii, începându-se deci de la punctul inițial de încărcare al liniei, astfel încât la oprire, pe

instalația de transport să nu mai existe material.

Instalația de transport trebuie să posede un sistem de semnalizare optic sau acustic.

In cele ce urmează se indică unele măsuri specifice anumitor instalații de transport continuu.

La transportoarele cu bandă flexibilă, întinderea exagerată a benzii slăbeşte locul de asamblare şi banda devine foarte sensibilă față de montarea incorectă a rolelor. La transportoarele cu bandă în formă de jgheab, prin întinderea exagerată a benzii se micşorează secțiunea acestuia, ceea ce atrage după sine scăderea productivității instalației. De asemenea, nici micşorarea întinderii benzii sub valoarea admisibila nu este permisă, căci creşte săgeata benzii între role, materialul se revarsă, iar reglajul este îngreunat. In timpul funcționării transportorului trebuie urmărit ca toate rolele să se învârtească, căci nerotirea unei role duce la uzura rapidă a stratului protector de cauciuc al benzii. Stratul de protecție de cauciuc al benzii trebuie ferit de contactul cu materialele de ungere, căci acestea distrug cauciucul.

In cazul funcționării transportoarelor cu bandă flexibilă la temperaturi sub zero grade, trebuie ferită banda de umezeală, căci formarea unei cruste de gheață pe bandă duce la apariția de fisuri în bandă, care poate provoca ruperea benzii.

In cazul existenței mai multor pluguri descărcătoare, în diferite puncte ale traseului, numai unul trebuie să fie în poziție de funcționare, pentru evitarea unui consum inutil de energie.

La transportoarele cu plăci pornirea instalației se face întotdeauna în gol, pentru a micşora forțele de inerție. In timpul funcționării trebuie urmărit ca toate rolele lanțului să se rotească. Rolele care nu se rotesc trebuie schimbate, căci deplasarea lanțului cu role gripate duce la uzura rapidă a lanțului şi a şinelor de ghidare.

Incovoierea ecliselor lanțului duce la defectuoasa angrenare a lanțului cu roțile stelate, de aceea orice defecțiune de acest gen trebuie remediată imediat.

De asemenea, trebuie urmărită funcționarea corectă a tăblierului; dezaxarea lui față de axa transportorului indică o întindere inegală a lanțului, defect care trebuie urgent remediat.

Pornirea **elevatoarelor** se face de asemenea în gol, pentru micşorarea forțelor de inerție. Se deschid apoi închizătoarele buncărelor de alimentare, reglând debitul de material astfel încât acesta să nu înfunde piciorul elevatorului, iar cupele să fie umplute normal. Este interzisă încărcarea elevatorului peste capacitatea lui normală. Trebuie urmărit ca la gurile de încărcare şi descărcare sa nu se formeze bolți, care să împiedice fluxul normal de material.

Dacă elevatorul nu a fost corect montat, în anumite locuri se aud loviturile cupelor de carcasa corpului. Dacă loviturile se aud pe întreaga înălțime a elevatorului,

acest lucru indică desprinderea parțială a unei cupe de organul de tracțiune.

Organul de tracțiune nu trebuie să fie întins exagerat, căci acest lucru mărește consumul de energie, slăbește locul de asamblare (în cazul benzii) și îl face sensibil la inexactitățile de montaj. Dar nici întinderea insuficientă nu este de recomandat, căci îngreunează reglarea funcționării elevatorului. Vibrația puternică a organului flexibil indică necesitatea măririi întinderii.

La elevatoarele cu lanțuri, acestea trebuie întinse egal, căci altfel cupele se înclină. La elevatoarele cu bandă, aceasta nu trebuie sa iasă în afara marginilor tobelor. Poziția necorespunzătoare a benzii fața de tobe poate proveni din dezaxarea acestora, în plan vertical sau orizontal, sau din cauza aderării materialului transportat la tobă.

In timpul funcționării elevatorului toate ușile de vizitare din carcasă trebuie să fie ermetic închise.

Oprirea elevatorului se va face numai după golirea tuturor cupelor. La oprire, frâna sau opritorul cu clichet nu trebuie să permită mersul invers al organului de tracțiune, pe o distanță sesizabilă cu ochiul liber. După oprirea elevatorului se curăța tobele (roțile stelate), lagărele și piciorul elevatorului, de materialul transportat.

Pornirea **transportoarelor elicoidale** se face în gol pentru a se evita momentele de torsiune mari la pornire. Incărcarea cu material se face treptat.

In timpul funcționării trebuie urmărită comportarea normală a lagărelor intermediare, fusurile arborelui și cuzineții lagărelor fiind elementele cu durabilitatea cea mai redusă, datorită abrazivității materialului și suprafeței relativ mici de reazem a fusului în lagăr. Este necesar ca lagărele să fie unse corespunzător, iar fixarea lor trebuie să fie verificată regulat, pentru a evita eventuala lor deplasare față de poziția normală de funcționare.

O durabilitate redusă au de asemenea, capetele elicei melcului spre lagărele intermediare. Pentru a nu se mări lungimea de întrerupere a elicei melcului în dreptul lagărelor intermediare, care poate duce la înfundarea transportorului în aceste puncte, în timpul exploatării transportorului, elicea trebuie regulat refăcută la dimensiunile inițiale, cu ajutorul sudurii. In timpul funcționării trebuie urmărită asamblarea ermetică a tronsoanelor între ele și a capacelor de carcasă.

Oprirea transportorului se face numai după golirea lui.

14.2 Ungerea și uzura

14.2.1 Ungerea instalațiilor de transport

O exploatare rațională a instalațiilor de transportat necesită ungerea repetată a elementelor și mecanismelor care servesc la transmiterea și transformarea mișcării.

In tabelul 14.1 sunt prezentate câteva recomandări privind metodele de ungere, consumul de lubrifiant, termenele de ungere pentru cele mai importante elemente şi mecanisme folosite la transmiterea şi transformarea mişcării.

In cazul în care instalația lucrează în mediu cu mult praf, uleiul trebuie schimbat mai des sau dacă este posibil să se folosească cuzineți speciali, care funcționează fără ungere.

14.2.2 Uzura instalațiilor de transport

Orice instalație este supusă unei uzuri fizice şi unei uzuri morale.

Uzura fizică presupune modificarea formei, dimensiunilor sau proprietăților organelor de maşini, datorită frecării sau acțiunii factorilor exteriori, cum ar fi: umiditate, acizi, temperatură înaltă etc. In cazul cablurilor, după trecerea unei anumite perioade de funcționare, sârmele din componența toroanelor încep să se rupă. Cablurile pot fi lăsate în exploatare până când numărul firelor rupte atinge valoarea indicată în tabelul 14.2.

Tabelul 14.2 Recomandări privind durabilitatea cablurilor

Coeficientul de siguranță inițial	Numărul limită de sârme rupte pe lungimea unui pas de înfăşurare			
	Pentru cabluri de 6 x 19 + 1	Pentru cabluri de 6 x 37 + 1	Pentru cabluri de 6 x 64 + 1	Pentru cabluri de 18 x 19 + 1
4,5 şi mai mic	8	15	26	20
4,5-5	9	17	29	24
5-5,5	10	19	32	28
peste 5,5	11	21	35	32

In cazul lanțurilor articulate, după un timp de funcționare se uzează articulațiile şi se lungesc zalele, fapt care duce la modificarea pasului lanțului, deci la o funcționare cu şocuri. De asemenea, după un anumit timp, materialul oboseşte şi din această cauză este necesară încercarea lanțurilor care se află în exploatare.

Benzile instalațiilor de transportat se uzează fie datorită diferenței de viteză dintre bandă şi materialul care se încarcă, fie datorită dispozitivelor cu scut de descărcare, fie datorită atingerii părților laterale ale benzii de batiul maşinii.

Roțile pentru cablu se uzează în zona canalelor în care se aşează cablul, datorită alunecării dintre cablu şi roată.

In cazul cuzineților lagărelor uzura se datoreşte fie unei ungerii insuficiente sau utilizării unui ulei necorespunzător, fie pătrunderii impurităților între suprafețele

Tabelul 14.1 Program de ungere pentru unele elemente şi mecanisme de transmitere a mişcării

Nr. crt.	Denumirea pieselor unse	Metoda de ungere	Consumul de ulei	Termenele de ungere	Observaţii
1	Cabluri de oţel	Ungere pompă manuală	3g la 1m liniar lungime şi 1mm diametru	Odată la 5 zile	Compoziţia unsorii : Gudron de ulei-68% Bitum -10% Colofoniu -10% Vaselină tehnică-7% Grafit -3% Ozocheritâ -2%
2	Lanţuri articulate	Ungere pompă manuală	5g la 1m liniar	Odată la 5 zile	Preferabil unsoare grafitată
3	Lanţuri cu role şi lanţuri fără zgomot	Ungere pompă manuală	5g la 1m liniar	Odată la 5 zile	
4	Lagărele arborilor tobelor	Ungătoare, pompă manuală	1-4g la un schimb	Odată în 24 ore	Uneori se adaugă 10% grafit
5	Reductoare cu roţi dinţate	Barbotare, ulei în baie	În funcţie de gabaritul reductorului	Odată la 3-6 luni	
6	Reductoare melcate	Barbotare, ulei în baie	În funcţie de gabaritul reductorului	Odată la 6 luni	
7	Transmisii cu roţi dinţate (deschise)	Ungere pompă manuală	0,5 kg la 1cm diametru al roţii dinţate	Odată la 5 zile	
8	Lagăre de alunecare	Ungere cu inel		De la 5 zile la 3 luni	Se adaugă ulei
9	Lagăre de alunecare	Ungător, pompă manuală	In medie 1-4 g la schimb	De regulă o dată la 24 ore	
10	Articulaţiile pârghiilor de frână	Ungere manuală	1g la un schimb	Odată la 24 ore	
11	Articulaţia clichetului roţilor de blocare	Ungere manuală	1g	Odată la 5zile	
12	Lagăre cu rulmenţi	Ungere manuală, ungător, pompă de mână		Odată la 3-6 luni	Se pune unsoare în corpul lagărului, la 1/2-1/3din capacitate

de frecare, fie montajului sau toleranțelor greşite. Canalele cuzineților trebuie să fie tăiate corect, iar alimentarea lor cu ulei să se facă în afara zonei de presiune maximă.

In cazul transmisiilor cu roți dințate şi cu şurub melc – roată melcată pentru a se evita uzura prematură este necesar ca prelucrarea danturii să fie îngrijită, ungerea danturii sa fie asigurată, sa fie respectat jocul necesar între profilele dinților, să nu pătrundă impurități între suprafețele de lucru şi să se evite şocurile puternice.

In cazul frânelor se uzează căptuşeala saboților sau a benzilor, tamburele de frână, conurile discurilor de frână etc. Pentru a se evita o uzură mărită şi neuniformă a suprafețelor de frecare ale frânelor este necesar ca repartizarea presiunilor să se facă uniform pe suprafețele de frecare fără ca să se depăşească presiunile specifice admisibile, să se evite pătrunderea impurităților pe suprafețele de frecare şi să se facă o reglare corectă a frânei.

In cazul în care cheltuielile cu reparațiile necesare recondiționării tuturor organelor uzate ale instalației, depăşesc cheltuielile pentru reproducția instalației în momentul când se determină uzura sa fizică, reparația instalației nu mai este rentabilă şi este indicat ca instalația să fie înlocuită cu una nouă.

Uzura morală presupune reducerea valorii unei maşini sau instalații datorită construirii unor modele mai perfecționate, cu un cost mai scăzut. Atât uzura fizică cât şi uzura morală a unei maşini sau instalații contribuie la scăderea valorii inițiale a acesteia; cu toate acestea, urmările economice ale uzurii fizice şi ale uzurii morale nu sunt aceleaşi.

O maşină sau instalație uzată fizic nu mai poate fi utilizată în producție până după repararea ei, pe când cea uzată moral poate fi utilizată în producție dacă cele de construcție nouă nu sunt suficiente. Pe de altă parte uzura morală a unei maşini sau instalații poate fi îndepărtată prin modernizarea ei. Dacă cheltuielile pentru modernizare sunt mai mari decât cele pentru reproducția ei, modernizarea nu mai este rentabilă şi este indicat ca instalația să fie înlocuită cu una nouă.

14.3 Tehnica securității muncii

Pentru asigurarea securității muncii la instalațiile de transportat este necesar a fi luate următoarele măsuri:

- executarea unor placarde care să anunțe capacitatea de transport a maşinii;
- construirea unor apărători peste curelele de transmisie, lanțuri, transmisii cu roți dințate şi cu şurub melc deschise etc.;
- folosirea dispozitivelor de protecție cu semnalizare sonoră, luminoasă sau mecanică şi asigurarea funcționării lor permanente prin examinarea sistematică, repararea sau înlocuirea lor;
- asigurarea cerințelor impuse locului de lucru din punct de vedere al vizibilității, al comenzii rapide a maşinii, al circulației uşoare (căile de acces pentru muncitori să fie protejate cu plase de sârmă sau balustrade

contra accidentelor).

- folosirea dispozitivelor de protecţie individuală (ochelari, mănuşi de protecţie);
- verificarea circuitelor electrice cel puţin o dată pe an şi montarea unor pancarte de avertizare cu scopul de a indica pericolul atingerii cu elemente neizolate prin care trece curentul electric;
- interzicerea manipulării materialelor inflamabile în apropierea întrerupătoarelor electrice, pentru evitarea pericolului de incendiere;
- se vor afişa instrucţiunile de lucru şi normele de tehnică şi securitate a muncii specifice utilajului;
- instalaţiile de transport pot produce accidente şi avarii grave dacă nu sunt întreţinute şi exploatate corespunzător, este necesară respectarea programului de controale periodice şi de revizie de către personalul de specialitate, conform instrucţiunilor şi recomandărilor furnizorului şi cu respectarea normelor departamentale;
- se interzice accesul sau întreţinerea cu scop de reparaţie a instalaţiilor de transport în timpul funcţionării acestora;
- instalaţiile de transport care degajă praf trebuiesc prevăzute cu învelitori speciale sau cu instalaţii de exhaustare;
- la transportoarele lungi se va prevedea un dispozitiv de oprire imediată în caz de avarie, care va fi accesibil din ambele părţi ale transportorului;
- transportoarele înclinate vor fi prevăzute cu un sistem automat de frânare, care să împiedice mişcarea în sens invers a acestuia în cazul unei pene de curent;
- capătul de descărcare al transportoarelor trebuie să treacă cu cel puţin 0,5 m peste platforma de descărcare sau al nivelului superior al buncărului pe care îl deservesc;
- capetele de întoarcere cât şi cele de acţionare vor fi prevăzute cu carcase;
- este interzisă depunerea sau ridicarea de materiale manual;
- este strict interzis fumatul şi accesul cu foc în zona transportoarelor;
- la transportul sarcinilor individuale se vor monta paravane, parapete etc. spre a evita căderea sarcinilor de pe transportor;
- se interzice deschiderea gurilor de vizitare a instalaţiilor de transport, în timpul funcţionării;
- toate operaţiile de întreţinere, reparare şi revizie se fac numai de personalul calificat în acest scop şi numai după oprirea utilajului şi golirea acestuia de material;
- este necesar să se facă instructajul de protecţia muncii la întreg personalul ce lucrează cu instalaţiile de transport şi să se urmărească pe teren modul de însuşire şi de aplicare a instrucţiunilor de tehnica securităţii muncii.